

ZESZYTY
NAUKOWE
POLITECHNIKI
ŚLĄSKIEJ

P. 3349/05

Henryk ŁUKOWICZ

ZADANIA ANALIZY W OBLICZENIACH
PRZEPIYWOWYCH TURBIN PAROWYCH
W ZASTOSOWANIU DLA DIAGNOSTYKI
I PROJEKTOWANIA



Gliwice 2005

POLITECHNIKA ŚLĄSKA
ZESZYTY NAUKOWE
NR 1699



P. 3349/05

Henryk ŁUKOWICZ

**ZADANIA ANALIZY W OBLICZENIACH
PRZEPLYWOWYCH TURBIN PAROWYCH
W ZASTOSOWANIU DLA DIAGNOSTYKI
I PROJEKTOWANIA**

Opiniodawcy

Prof. dr hab. inż. Andrzej MILLER

Dr hab. inż. Andrzej GARDZILEWICZ

Kolegium redakcyjne

REDAKTOR NACZELNY – Prof. dr hab. inż. Andrzej BUCHACZ

REDAKTOR DZIAŁU – Prof. dr hab. inż. Zbigniew RUDNICKI

SEKRETARZ REDAKCJI – Mgr Elżbieta LEŚKO

Wydano za zgodą

Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0372-9796

© Copyright by
Henryk ŁUKOWICZ
Gliwice 2005

SPIS TREŚCI

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ.....	7
1. CEL I ZAKRES PRACY.....	9
2. WYZNACZANIE LINII ROZPRĘŻANIA W TURBINIE DLA RÓŻNYCH ZASTOSOWAŃ DIAGNOSTYCZNO-PROJEKTOWYCH.....	12
2.1. Wybór metody obliczeń linii rozprężania.....	12
2.1.1. Sprzężenie obliczeń linii rozprężania z modelowaniem obiegu cieplnego siłowni	13
2.2. Wykorzystanie równań przelotności w obliczeniach zmiennego obciążenia turbin.....	14
2.2.1. Algorytm obliczeń linii rozprężania w turbinie na podstawie równań przelotowości.....	16
2.3. Modelowanie linii rozprężania w stopniach turbinowych przy obciążeniu różnym od obliczeniowego.....	19
2.3.1. Modele przepływu w ujęciu jednowymiarowym.....	19
2.3.2. Modele przepływu w ujęciu dwuwymiarowym.....	22
2.4. Wybrane wyniki testów obliczeniowych.....	30
2.4.1. Analiza pracy stopni turbiny kondensacyjnej dla różnych warunków obciążenia..	30
2.4.2. Rezultaty obliczeń ostatniego stopnia i części niskoprężnej.....	33
2.4.3. Wyznaczenie warunków brzegowych do obliczeń trójwymiarowych.....	38
2.5. Podsumowanie.....	40
3. OCENA STRAT ENERGII W STOPNIU TURBINOWYM.....	41
3.1. Straty w przepływie przez wieńce łopatkowe turbin parowych.....	41
3.1.1. Ocena strat łopatkowych.....	41
3.1.2. Wpływ odległości wieńców łopatkowych w stopniach turbiny na straty przepływu.....	44
3.2. Wyznaczenie strat pozałopatkowych.....	45
3.3. Wybór procedur obliczeń strat.....	50
3.3.1. Propozycje algorytmu obliczeń strat.....	50
3.3.2. Uwagi do obliczeń strat w przepływie dwuwymiarowym.....	53
3.4. Zastosowanie opracowanych algorytmów obliczeń strat w podejmowaniu decyzji remontowych i modernizacyjnych turbin.....	59
3.4.1. Wpływ osiowego ustawienia wirnika względem kadłuba na straty.....	59
3.4.2. Wpływ zniszczenia powierzchni łopatek na obniżenie sprawności i mocy turbiny.....	61
3.5. Zagadnienia optymalizacji stopnia turbinowego dla różnych korelacji opisujących straty energii.....	62
3.5.1. Charakterystyka modelu obliczeń.....	63
3.5.2. Wyniki obliczeń.....	64
3.5.3. Dobór wskaźników projektowych.....	69
3.6. Podsumowanie.....	71
4. BADANIA LINII ROZPRĘŻANIA W DIAGNOSTYCE TURBIN PAROWYCH.....	73
4.1. Wyznaczenie linii rozprężania na podstawie pomiarów parametrów pary w upustach.....	73

4.1.1.	Skalowanie układu.....	79
4.1.2.	Ocena strumienia pary przepływającego przez układ przepływowy turbiny.....	81
4.1.3.	Weryfikacja modelowania linii rozprężania.....	82
4.2.	Przykłady zastosowania własnych obliczeń linii rozprężania w diagnostyce turbin.....	85
4.2.1.	Korekta pomiarów.....	85
4.2.2.	Wyznaczenie sprawności i mocy wewnętrznej turbiny parowej.....	88
4.2.3.	Wpływ ciśnienia w skraplaczu na pracę ostatniego stopnia części niskoprężnej turbiny.....	90
4.2.4.	Modelowanie rozkładu parametrów pary w turbinie dla potrzeb jej optymalnego uruchamiania.....	93
4.3.	Analiza entropowa siłowni parowej.....	95
4.3.1.	Wskaźniki degradacji turbin oparte na analizie generacji entropii.....	99
4.4.	Podsumowanie.....	102
5.	PRÓBY MODYFIKACJI KONSTRUKCJI TURBIN CIEPŁOWNICZYCH I ICH UKŁADÓW CIEPLNYCH.....	104
5.1.	Uwagi dotyczące eksploatacyjnych warunków pracy turbin w elektrociepłowniach.....	104
5.2.	Wyznaczenie linii rozprężania w turbinach ciepłowniczych.....	105
5.3.	Określenie wpływu obniżenia temperatury sieciowej wody grzewczej na efektywność pracy bloku ciepłowniczego.....	106
5.4.	Zmiana połączenia wymienników wody sieciowej.....	112
5.5.	Przykład obliczeń modernizacji turbiny ciepłownicznej.....	116
5.6.	Podsumowanie.....	118
6.	PODSUMOWANIE.....	120
	LITERATURA.....	123
	STRESZCZENIE.....	130

CONTENTS

	FUNDAMENTAL DENOTATIONS.....	7
1.	AIM AND SCOPE OF THE INVESTIGATIONS.....	9
2.	DETERMINATION OF THE EXPANSION LINES IN THE TURBINE FOR VARIOUS DESIGN-DIAGNOSTIC APPLIANCES.....	12
2.1.	Choice of the expansion line calculation methods.....	12
2.1.1.	Conjugation of calculations of the expansion line with the modelling of the thermal cycle of a power plant.....	13
2.2.	Application of flow-capacity equations in calculations of variable loads of turbines.....	14
2.2.1.	Algorithm for calculations of the expansion lines in a turbine by means of flow-capacity equations.....	16
2.3.	Modelling of the flow in the turbine stages at a load differing from calculated load.....	19
2.3.1.	One-dimensional flow models.....	19
2.3.2.	Two-dimensional flow models.....	22
2.4.	Selected results of calculation.....	30
2.4.1.	Analysis of the work of the respective stages of a condensation turbine under various conditions of loading.....	30
2.4.2.	Results of calculation of the last stage and the low-pressure unit.....	33
2.4.3.	Determination of the boundary conditions for three-dimensional calculations....	38
2.5.	Conclusions.....	40
3.	ENERGY LOSSES IN TURBINE STAGE.....	41
3.1.	Losses during the flow through the blade rim of the steam turbines.....	41
3.1.1.	Determination of losses in the blades.....	41
3.1.2.	The influence of the distance of blade rims in the stages of a turbine on flow losses.....	44
3.2.	Determination of losses beyond the blades.....	45
3.3.	Choice of losses calculation procedures.....	50
3.3.1.	Propositions of losses calculation algorithm.....	50
3.3.2.	Notices about losses calculation in two-dimensional flow.....	53
3.4.	Application of algorithms developed for calculations of the losses when decisions must be taken concerning the overhauling and modernization of turbines.....	59
3.4.1.	The influence on flow losses of the rotor axial position in respect of cylinder....	59
3.4.2.	The influence of the wear of blades on the efficiency and power output of a turbine.....	61
3.5.	Problems of optimization of the turbine stage at various correlations describing the losses of energy.....	62
3.5.1.	Characteristics of the model of calculations.....	63
3.5.2.	Results of the calculations.....	64
3.5.3.	Choice of the project coefficient.....	69
3.6.	Conclusions.....	71

4. TESTING THE EXPANSION LINE IN STEAM TURBINES DIAGNOSTICS.....	73
4.1. Determination of the expansion lines basing on measurements of the parameters of steam at the bleedings.....	73
4.1.1. Scaling of the system.....	79
4.1.2. Assessment of the steam stream flowing through the flow system of the turbine..	81
4.1.3. Verification of the modelling of expansion lines.....	82
4.2. Samples of own expansion line calculation appliance in turbine diagnostics.....	85
4.2.1. Correction of measurements.....	85
4.2.2. Determination of the efficiency and internal power output of a steam turbine.....	88
4.2.3. The influence of pressure in the condenser on the operation of the last stage of the low-pressure unit.....	90
4.2.4. Modelling of the distribution of the parameters of steam in a turbine in order to achieve its optimal start.....	93
4.3. Entropy analysis of a steam power station.....	95
4.3.1. Degradation indices based on an analysis of entropy generation.....	99
4.4. Conclusions.....	102
5. MODIFICATION TESTS OF THERMAL TURBINES CONSTRUCTION AND THEIR THERMAL SYSTEM.....	104
5.1. Remarks concerning the operating conditions of a turbine in a heat and power generating plant.....	104
5.2. Determination of the expansion lines in thermal turbines.....	105
5.3. Determination of the effect of decreasing the temperature of heating water on the effectiveness of operation of a power unit.....	106
5.4. Exchange of connections heating water exchangers in a bleeding-condensation turbine.....	112
5.5. Sample of the thermal turbine modernization calculations.....	116
5.6. Conclusions.....	118
6. SUMMARY.....	120
REFERENCES.....	123
ABSTRACT.....	130

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

Oznaczenia

\dot{S}	– strumień entropii
\dot{m}	– strumień masy
\dot{Q}	– strumień ciepła
b	– cięciwa
B	– szerokość palisady
c	– prędkość w układzie bezwzględnym
d	– średnica
F	– powierzchnia, siła
i	– entalpia
l	– wysokość łopatki
M	– liczba Macha
N	– moc
p	– ciśnienie
R	– indywidualna stała gazowa
r	– promień
Re	– liczba Reynoldsa
s	– entropia
s	– szerokość szczeliny
T	– temperatura w [K]
t	– temperatura w [°C], podziałka
u	– prędkość obwodowa
w	– prędkość w układzie względnym
y	– wilgotność
z	– ilość łopatek w wieńcu, ilość przewężeń uszczelnienia
Z	– współczynnik ściśliwości
α	– kąt
β	– kąt
γ	– kąt w przekroju merydionalnym
Δ	– przyrost
δ	– szczelina
Δh	– straty bezwzględne w przepływie
ε	– stopień zasilania
ζ	– straty
η	– sprawność
μ	– liczba przepływu
ρ	– reakcyjność, gęstość
τ	– stopień zwężenia przekroju przepływowego, czas
v	– objętość właściwa
ψ	– funkcja prądu
ω	– prędkość obwodowa

Indeksy górne

- (\cdot) – dotyczy kierownicy
- (\circ) – dotyczy wirnika
- (\circ) – parametry spoczynkowe

Indeksy dolne

- $0, 1, 2$ – przekroje kontrolne stopnia (wlot, szczelina, wylot)
 b – brzegowe
 c – parametry spoczynkowe
 d – dodatkowe
 D – w kierownicy
 g – geometryczny (łopatkowy)
 k – kierownica
 m – składowa merydionalna
 opt – wielkość optymalna
 p – profilowe, przeciek
 r – składowa osiowa
 R – w wirniku
 s – izentropowy
 u – składowa osiowa
 w – wirnik
 z – na średnicy zewnętrznej
 z – składowa osiowa

Skróty

WP, SP, NP – odpowiednio: część wysokoprężna, średnioprężna oraz niskoprężna turbiny

1. CEL I ZAKRES PRACY

W pracy przedstawiono własną metodykę obliczeń cieplno-przepływowych turbin parowych dla oceny linii rozprężania. Rozpatrywano uproszczone zadania analizy w kontekście ich wykorzystania dla diagnostyki cieplno-przepływowej i cieplno-wytrzymałościowej. Wykonano też próby zastosowania prezentowanej metodyki do projektowania wstępnej geometrii stopni w aspekcie taniej modernizacji turbin.

Opracowane algorytmy oparte na prawach przelotowości i rozwiązaniach równań zachowania umożliwiają wyznaczenie parametrów pary w dowolnym miejscu turbiny dla różnych warunków pracy turbozespołu. Te zmienne warunki wynikają ze zmiany obciążenia elektrycznego i cieplnego, parametrów pary zasilającej, ciśnienia w skraplaczu oraz parametrów upustów ciepłowniczych. Pozwalają one na analizę pracy poszczególnych stopni, np. na wyznaczenie charakterystyk mocy i sprawności stopni w funkcji strumienia pary i ciśnienia w skraplaczu lub upuście ciepłowniczym dla różnych zagadnień zarówno diagnostyczno-eksploatacyjnych, jak i projektowo-konstrukcyjnych.

Szczególną uwagę zwrócono na metody modelowania strat przepływu w stopniach turbinowych, w tym również dla wieńców pracujących w obszarze pary mokrej. Stanowią one bowiem o dokładności prezentowanych algorytmów wyznaczania parametrów pary w turbinie. Wyboru zastosowanych korelacji opisujących straty energii dokonano na podstawie weryfikacji otrzymanych rezultatów z pomiarami parametrów przepływu na rzeczywistych turbinach. Opracowano metodę skalowania, mającą na celu uzyskanie jak najlepszej zgodności przyjętego modelu obliczeniowego z wyżej wymienionymi pomiarami. Jest ważne, że wyznaczenie linii rozprężania w turbinie parowej metodą analizy było „sprzęgnięte” z obliczeniami obiegu cieplnego.

W części dotyczącej aplikacji opracowanej metodyki szczegółowo dokonano diagnostycznej oceny błędów w wyznaczaniu sprawności i mocy poszczególnych części turbiny 200 MW. Te błędy wynikają z zastąpienia rzeczywistej linii rozprężania jej przybliżeniem, co jest praktyką stosowaną powszechnie w badaniach odbiorczych turbozespołów. Przedstawiono również błędy w ocenie wskaźników pracy turbozespołu ciepłowniczego, wynikające z przyjęcia do analizy obiegu błędnych pomiarów z systemu monitoringu tego bloku.

Dla oceny stanu technicznego elementów obiegu turbin zaproponowano wprowadzenie wskaźników opartych na miarach entropowych. Dostarczają one informacji wskazujących na miejsce występowania dyssypacji energii w poszczególnych elementach obiegu, jak również pokazują, jaki jest udział rozpatrywanego elementu w całkowitym bilansie turbozespołu. Takie podejście istotnie rozszerza analizę diagnostyczną opartą wyłącznie na miarach entalpowych. Dołączenie do miar entalpowych funkcji entropii pozwala bowiem jednoznacznie ocenić stopień degradacji elementu, może być zatem pomocne dla planowania kolejności działań remontowych poszczególnych urządzeń turbozespołu.

Przy pomocy własnych algorytmów opracowano moduł obliczeń cieplno-przepływowych, będący ważnym elementem diagnostycznej optymalizacji rozruchu turbin. Ten moduł zastosowano w konkretnych turbozespołach w systemie on-line. Pozwoliło to na określenie optymalnych wartości przyrostu mocy w funkcji zmiany parametrów pary w trakcie uruchamiania turbin. Własne algorytmy obliczeń linii rozprężania zostały także wykorzystane w budowie „bloku ograniczeń termicznych”. Tego typu podejście diagnostyki dotyczącej „life time” pracuje z powodzeniem w wielu turbinach zainstalowanych w krajowej energetyce.

Niniejsze algorytmy zostały również wykorzystane w zadaniach projektowych. Dla tego celu zaprezentowano w pracy stosowne procedury optymalizacyjne uproszczonego zadania syntezy. Przy ich użyciu przeanalizowano, jaki jest wpływ zmiany niektórych parametrów

termodynamicznych na parametry geometryczne stopni turbin ciepłowniczych. Pozwoliło to zaproponować modernizację stopni ciepłowniczej turbiny reakcyjnej, gdzie była konieczna duża zmiana zapotrzebowania na parę grzejącą.

Celem pracy jest prezentacja własnych modeli obliczeń ciepłno-przepływowych turbin parowych dla oceny linii rozprężania. Ich główne znaczenie polega na możliwości badania różnorodnych stanów zmiennego obciążenia turbin przy zachowaniu wysokiej dokładności obliczeń. W szczególności jest to ważne w różnorodnej diagnostyce turbin parowych, a także w wypracowaniu założeń projektowych dla modernizacji. Ta prezentacja rozwiązań obejmuje z jednej strony przykłady rozwiązywania algebraicznych równań przelotowości a z drugiej układów uproszczonych równań zachowania w modelach 1D i 2D w klasycznych zadaniach analizy. W dobie fascynacji wprowadzonych obecnie metod numerycznej mechaniki płynów i rozwoju programów CFD (rozwiązań równań N-S) okazuje się, że tego typu podejście ma w dalszym ciągu istotne znaczenie praktyczne.

Zasadnicze założenia i tezy opisano w czterech rozdziałach.

I tak, rozdział drugi zawiera skrócony opis algorytmów obliczeń parametrów pary w dowolnym miejscu turbiny. Analizowano pracę stopni turbiny dla różnych warunków obciążenia przy określonej geometrii. Na podstawie testów podano zalecenia co do wyboru metody obliczeń linii rozprężania dla różnych zastosowań diagnostycznych.

W tym rozdziale przedstawiono też możliwości zastosowania opracowanych algorytmów w modułowym systemie projektowania stopni. Jest to, jak wiadomo, szczególnie ważne w kontekście wyznaczania danych i warunków brzegowych obliczeń CFD w modelu 3D.

W rozdziale trzecim przedstawiono metodykę i dane do obliczeń poszczególnych rodzajów strat w przepływie przez stopnie turbinowe dla zagadnień jedno- i dwuwymiarowych. Te korelacje stanowią, jak powiedziano wcześniej, o dokładności własnych algorytmów. Wynikają one z empirycznych współczynników, które określono w oparciu o bogatą literaturę. Przy ich opracowaniu wykorzystano informacje z wielu własnych pomiarów, jakie wykonano na rzeczywistych blokach energetycznych w trakcie swojej wieloletniej współpracy z przemysłem. Ten rozdział zawiera też wskazówki dotyczące sprawnościowej optymalizacji niektórych parametrów geometrycznych stopnia turbinowego, w którym zastosowano wymienione korelacje.

W rozdziale czwartym zaprezentowano zastosowanie własnych algorytmów do zagadnień diagnostycznych. Analizowano przy ich wykorzystaniu linie rozprężania w wybranych turbinach, wyznaczone na podstawie pomiarów parametrów pary zbieranych w systemie monitoringu elektrowni. Przedstawiono sposób uzyskania zgodności obliczeń z pomiarami gwarancyjnymi, który wynika z zaproponowanego procesu skalowania. Zalety takiego odwzorowania pokazano na przykładzie korekty zwykle błędnych pomiarów eksploatacyjnych ciśnienia i temperatury pary w układzie turbiny.

W tym rozdziale opisano też sposób zastosowania algorytmu obliczeń linii rozprężania dla konkretnych celów diagnostyki ciepłno-przepływowej. Dotyczyły one procedury optymalnego uruchamiania turbozespołów, a także budowy bloku ograniczeń termicznych turbin. Te zadania, jak wiadomo, dotyczą żywotności turbozespołu (life time).

Do oceny stopnia degradacji elementów obiegu turbiny zastosowano miary entropowe. Można przy ich zastosowaniu prognozować w racjonalny sposób prowadzenie remontów poszczególnych elementów obiegu ciepłego.

W rozdziale piątym analizowano zastosowanie metod modelowania linii rozprężania do modernizacji turbin ciepłowniczych i ich obiegów ciepłych. Pokazano konkretne rozwiązania zmian układu ciepłego elektrociepłowni, które wynikają ze zmian zapotrzebowania na ciepło. Przeanalizowano wpływ zmiany konfiguracji wymienników ciepłowniczych oraz parametrów obiegu na wskaźniki pracy elektrociepłowni. Przedstawiono propozycję przeprojektowania układu przepływowego reakcyjnej turbiny przeciwprężnej.

Otrzymano dzięki temu znaczne zwiększenie sprawności dla zmienionej w stosunku do założeń projektowych strumienia pary.

Wszystkim tym, którzy wykazywali zainteresowanie i nie szczędzili cennych uwag podczas przygotowywania niniejszej pracy, a w szczególności Prof. Tadeuszowi Chmielniakowi, a także recenzentom pracy Prof. Andrzejowi Millerowi i Dr. hab. Andrzejowi Gardzilewiczowi, składam serdeczne podziękowania.

2. WYZNACZANIE LINII ROZPRĘŻANIA W TURBINIE DLA RÓŻNYCH ZASTOSOWAŃ DIAGNOSTYCZNO-PROJEKTOWYCH

W diagnostyce cieplno-przepływowej siłowni parowych oraz w diagnostyce wytrzymałościowej turbin czynnikiem decydującym o poprawności rozwiązania zagadnienia jest dokładność, z jaką potrafi się określić parametry pary na linii rozprężania w turbinie dla różnych wartości obciążenia turbozespołu. Jest to istotne zarówno z punktu widzenia oceny efektywności pracy turbozespołu w bieżącej eksploatacji, jak również badań odbiorczych układu po remoncie lub modernizacji. Modelowanie linii rozprężania dla różnych warunków pracy bloku stanowi podstawę do wyznaczenia charakterystyk rozruchowych turbozespołu. Umożliwia również przedstawienie propozycji modernizacyjnych dla turbin ciepłowniczych, dotyczących zmiany warunków zasilania, ciśnienia pary upustowej lub dostawienia części niskoprężnej do istniejącej turbiny.

Rozpatrywane zagadnienie należy do tak zwanej grupy zadań prostych. Można je rozwiązać dwoma metodami:

1. Na podstawie równań przelotowości zapisanych dla grup stopni turbiny.
2. Przez sformułowanie i rozwiązanie równań zachowania energii, substancji i ruchu w każdym stopniu turbiny.

2.1. Wybór metody obliczeń linii rozprężania

Wybór metody wyznaczania parametrów pary w turbinie dla różnych warunków obciążenia uwarunkowany jest wieloma czynnikami. Analizował to autor w pracy [77]. Do najważniejszych należą:

1. Konstrukcja turbiny
2. Znajomość geometrii układu przepływowego
3. Zbiór danych pomiarowych z obiektu
4. Klasa rozwiązywanego zagadnienia (diagnostyka cieplna, diagnostyka wytrzymałościowa, przebudowa turbiny do zmienionych warunków pracy, wyznaczenie warunków brzegowych do obliczeń trójwymiarowych i inne).

Niektóre zagadnienia mogą być rozwiązane tylko na podstawie szczegółowych obliczeń przepływu przez stopnie turbinowe. Należą do nich zagadnienia dotyczące np. modernizacji turbin wynikających ze zmiany parametrów zasilania turbiny, zainstalowania dodatkowych poborów pary lub zmiany miejsca poboru, zmiany ciśnienia upustu regulowanego lub wylotu pary z turbiny, przebudowy turbin ciepłowniczych wynikających np. z dużej zmiany zapotrzebowania na ciepło, oceny warunków, dla których zachodzi oderwanie strumienia [29], a także w zadaniach projektowych do badania wpływu wybranych wielkości geometrycznych na charakterystyki stopni [25]. Tego typu obliczenia przepływu mogą być wykonane jednak pod warunkiem, że znana jest geometria stopni turbiny w opisie modelu 1D lub 2D. Znając szczegółowo geometrię można też dokonać oceny parametrów przepływu w stopniach turbinowych dla zmienionych warunków pracy (dotyczy to zwłaszcza ostatniego stopnia części niskoprężnej turbiny kondensacyjnej), a także wyznaczyć warunki brzegowe do 3D analizy przepływu.

W niektórych zagadnieniach diagnostyki cieplno-przepływowej do obliczeń parametrów na linii rozprężania może być wykorzystana metoda opierająca się na wykorzystaniu równań przelotowości zapisanych dla poszczególnych grup stopni turbiny. Tak postępują liczni autorzy [8, 52, 53, 54, 109, 112]. Jej dużą zaletą jest fakt, że praktycznie nie musimy znać geometrii tych stopni. Stosowanie tej metody uwarunkowane jest jednak znajomością ciśnienia i temperatury w przekroju wlotowym i wylotowym poszczególnych grup stopni oraz odpowiadającym tym parametrom strumieniowi pary przepływającej przez te grupy. Ze

względem na dokładność obliczeń równania przelotowości nie należy stosować dla grup stopni liczących mniej niż trzy stopnie. W wielu konstrukcjach turbin, zwłaszcza typu akcyjnego, warunek ten nie jest spełniony. Ponadto niektóre stopnie (regulacyjny, z przysłoną w turbinach z regulowanymi upustami) nie mogą wchodzić w skład grupy, dla której zapisuje się równania przelotowości. Stwarza to znaczne problemy w prawidłowej ocenie linii rozprężania w turbinach z regulacją grupową i turbinach z regulowanym upustem, ponieważ zarówno stopień regulacyjny, jak i organ regulujący przepływ do części NP mają znaczący wpływ na przebieg linii rozprężania.

Decydującym czynnikiem w tej metodzie, mającym wpływ na dokładność wyznaczenia parametrów pary, są przyjęte charakterystyki sprawności grup stopni (turbiny) w funkcji obciążenia turbiny.

Jeśli obliczenia linii rozprężania mają określić warunki brzegowe do analizy stanu wytrzymałościowego elementów turbiny, to sposób podejścia jest podobny do rozwiązań w zagadnieniach diagnostyki cieplno-przepływowej.

Zwykle należy łączyć metodę wyznaczania parametrów pary w turbinie opartą na wykorzystaniu równań przelotowości z metodą obliczeń przepływowych. Umożliwia to rozwiązanie większości zagadnień dotyczących diagnostyki cieplno-przepływowej i diagnostyki cieplno-wytrzymałościowej dla różnych stanów obciążenia turbozespołów [59, 60, 61, 77, 78, 97].

W analizie procesu rozprężania pary w turbinie można również uwzględnić wymianę ciepła między parą a elementami omywanymi. Zagadnienie to przedstawiono dla przepływu przez cz. WP turbiny 200 MW w [12].

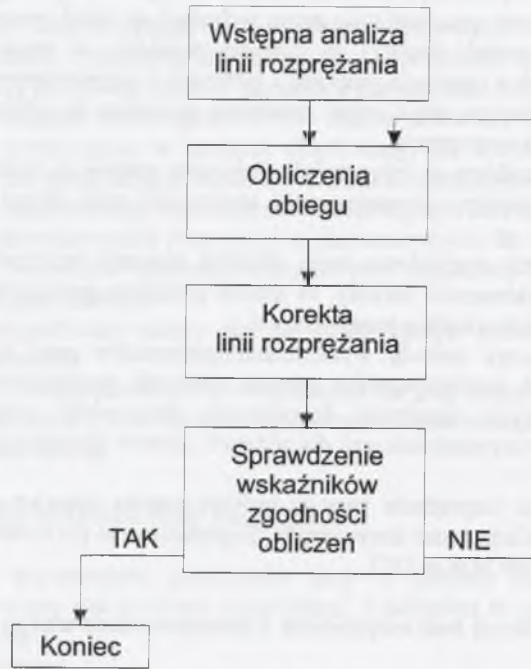
2.1.1. Sprzężenie obliczeń linii rozprężania z modelowaniem obiegu cieplnego siłowni

Poprawne wyznaczenie linii rozprężania każdą z rozpatrywanych metod (opartą na równaniach przelotowości lub na obliczeniach przepływowych) jest możliwe tylko w powiązaniu z obliczeniami całego obiegu. Model obiegu stanowią równania zachowania masy i energii zapisane dla każdego elementu układu. W entropowej analizie obiegu dodatkowo zapisuje się równania generacji entropii w tych elementach. Na podstawie rozwiązania układu równań opisujących obieg określa się wartości strumieni pary przepływającej przez poszczególne grupy stopni turbiny dla danych warunków pracy siłowni. Stanowią one dane wejściowe do obliczeń linii rozprężania w turbinie. Schemat postępowania przedstawiono na rys. 2.1.

W zależności od rozważanego zagadnienia obliczenia mogą być realizowane dla różnych wariantów danych wejściowych, np.:

- Dla zadanego strumienia pary świeżej i znanych wtrysków kondensatu za przegrzewaczem pierwotnym i wtórnym oraz danej wartości ciśnienia w skraplaczu określa się moc turbozespołu oraz parametry termodynamiczne czynnika i wartości strumienia w obliczeniowych punktach obiegu.
- Przy zadanej mocy turbozespołu oraz dla znanych wtrysków i znanej wartości ciśnienia w skraplaczu wyznaczony jest strumień pary świeżej oraz parametry termodynamiczne czynnika i wartości strumienia w obliczeniowych punktach układu.
- Dla znanej mocy turbozespołu oraz danych wartości parametrów pary i wody w obliczeniowych punktach obiegu (wlot do poszczególnych części turbiny, ciśnienie i temperatura w upustach, parametry kondensatu na wlocie i wypływie z podgrzewaczy regeneracyjnych, temperatura skroplin z podgrzewaczy, dla turbin ciepłowniczych dodatkowo ilość ciepła przekazywanego w wymienniku) oraz znanych wtrysków do pary świeżej i wtórnej, strumieni pary pobieranych na zewnątrz układu (np. do kolektorów

międzyblokowych) i strumienia wody uzupełniającej, określa się pozostałe szukane wartości strumieni czynnika.



Rys. 2.1. Schemat sprzężenia obliczeń linii rozprężania z obliczeniami obiegu

Fig. 2.1. Diagram of the conjugation of calculations of the expansion line with calculations of thermal cycle

Wartości strumieni czynnika w obliczeniowych punktach obiegu otrzymuje się przez rozwiązanie układu równań bilansu masy i energii zapisanych dla elementów tego obiegu.

Dwa pierwsze warianty wykorzystywane są zwykle do obliczeń obiegu siłowni dla warunków odniesienia. Wartości parametrów pary w upustach turbiny wyznacza się w tym przypadku na podstawie obliczeń linii rozprężania w turbinie. Dodatkowo należy znać zależności opisujące co najmniej wartości spiętrzenia temperatur dla każdego wymiennika ciepła oraz charakterystykę skraplacza. Trzeci wariant obliczeń stanowi o rozwiązaniu zadania dla zmienionych warunków pracy. Wykorzystuje się go do oceny aktualnego stanu układu cieplnego i jego elementów.

2.2. Wykorzystanie równań przelotowości w obliczeniach zmiennego obciążenia turbin

Dla każdej grupy stopni turbiny istnieje związek między parametrami w przekroju wlotowym grupy (p_1, T_1), ciśnieniem końcowym (p_2), obrotami n oraz masowym natężeniem przepływu \dot{m} . Związek ten, wyrażony w postaci:

$$\dot{m} = f(p_1, T_1, p_2, n), \quad (2.1)$$

jest nazywany równaniem przelotowości.

W obliczeniach zmiennego obciążenia turbin stosowane są przybliżone zależności równania (2.1), np. [1, 56, 57, 65, 84, 86, 100, 101, 104, 104, 108]. Do najczęściej spotykanych w literaturze i praktyce obliczeniowej turbin ciepłych należą:

- uproszczona zależność Stodoli – Flüglä,
- równanie Flüglä,
- metoda Kotlarska (uwzględniająca liczbę stopni i niejednakowy rozkład spadków entalpii w stopniach grupy),
- metoda Linneckena,
- metoda Beckmana (szczególnie zalecana dla turbin reakcyjnych).

Przy założeniu $n = \text{const}$ oraz że w danej grupie stopni prędkość przepływu jest mniejsza od krytycznej, związek (2.1) przyjmuje postać (równania przelotowości Stodoli – Flüglä):

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \sqrt{\frac{p_{12}^2 - p_{22}^2}{p_{11}^2 - p_{21}^2}} \sqrt{\frac{T_{11}}{T_{12}}}, \quad (2.2)$$

gdzie:

p_{11}, p_{21} – ciśnienie pary przed i za grupą stopni odpowiadające strumieniowi \dot{m}_1 ,
 p_{12}, p_{22} – ciśnienie pary przed i za grupą stopni odpowiadające strumieniowi \dot{m}_2 ,
 T_{11}, T_{12} – temperatura pary przed grupą stopni odpowiednio w warunkach odniesienia (dla strumienia \dot{m}_1) i zmienionych warunkach obciążenia (dla strumienia \dot{m}_2).

Zależność (2.2), głównie ze względu na swą prostą budowę, jest szeroko stosowana w praktycznych zastosowaniach analizy przepływu przez grupy stopni w zmienionych warunkach pracy. Daje ona, jak wykazują doświadczenia, dla grup liczących powyżej trzech stopni dość dokładne rezultaty.

Po wprowadzeniu zredukowanego strumienia masy $\dot{m}_z = \frac{\dot{m}\sqrt{T}}{p}$ zależność (2.2) można

zapisać w postaci:

$$\frac{\dot{m}_{2z}}{\dot{m}_{1z}} = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{\bar{p}_{22}}{\bar{p}_{12}}\right)^2}{1 - \left(\frac{\bar{p}_{21}}{\bar{p}_{11}}\right)^2}}, \quad (2.2a)$$

gdzie: $\dot{m}_{2z} = \frac{\dot{m}_2\sqrt{T_{12}}}{\bar{p}_{12}}$, $\dot{m}_{1z} = \frac{\dot{m}_1\sqrt{T_{11}}}{\bar{p}_{11}}$.

Posługiwanie się zależnością (2.2a) jest łatwiejsze. Należy także zaznaczyć, że zarówno w (2.2) jak i (2.2a) powinno się wprowadzić ciśnienie i temperaturę spoczynkową. Zaznaczono to wyraźnie w (2.2a).

Równanie (2.2) określa związek między zmianą strumienia płynącego przez daną grupę stopni wywołaną zmianą parametrów termodynamicznych przed i za tą grupą.

W metodzie tej należy znać rozkład parametrów oraz strumienia pary w układzie przepływowym turbiny w warunkach odniesienia. Zwykle przyjmuje się, że warunki odniesienia odpowiadają warunkom obliczeniowym w punkcie maksymalnej sprawności. W praktyce często nie są one znane. Można je wyznaczyć w wyniku obliczeń przepływu przez stopnie turbinowe lub wykorzystać dane otrzymane z pomiarów turbiny.

Dla zmienionego obciążenia z równania przelotowości (2.2) zapisanego dla poszczególnych grup stopni określa się rozkład ciśnienia w wybranych punktach układu przepływowego turbiny. Aby wyznaczyć linię rozprężania w turbinie, należy dla każdego ciśnienia otrzymanego z zależności (2.2) określić temperaturę (entalpię) czynnika w tym punkcie. Dokonuje się tego na podstawie założonej sprawności rozpatrywanej grupy stopni dla danego obciążenia.

Sprawność wewnętrzną układu łopatkowego grupy stopni określa się z zależności:

$$\eta_i = \frac{h_0 - h_z}{h_0 - h_{zs}}, \quad (2.3)$$

gdzie:

h_0 – entalpia pary na wlocie,

h_z, h_{zs} – entalpia pary na wylocie odpowiednio dla rzeczywistej i odwracalnej przemiany.

Równanie (2.2) rozwiązuje się zwykle metodą iteracyjną, zakładając w pierwszym przybliżeniu $\frac{T_{11}}{T_{12}}=1$.

Dokładność wyznaczenia parametrów pary na linii rozprężania zależy w rozpatrywanej metodzie przede wszystkim od dokładności określenia sprawności przemiany w turbinie (grupach stopni) dla danego obciążenia turbiny.

Sprawność przemiany w rozpatrywanym przedziale obciążenia można wyznaczyć na podstawie:

- 1) pomiarów na obiekcie rzeczywistym,
- 2) obliczeń sprawności przemiany w stopniach turbinowych.

Pierwsza metoda polega na wyznaczeniu sprawności wewnętrznej poszczególnych grup stopni turbinowych w oparciu o pomiar ciśnienia i temperatury pary na wlocie, w upustach oraz wylocie z turbiny. Do oceny sprawności grup stopni turbinowych w zmienionych warunkach pracy można również wykorzystać zależność przedstawioną przez Millera [87], otrzymaną na podstawie statystycznego opracowania danych z szeregu badań

$$\bar{\eta} = 1 + 5a - a(\bar{\pi}^4 + 4/\bar{\pi}),$$

gdzie:

$\bar{\eta} = \eta/\eta_n$ – stosunek sprawności wewnętrznej do sprawności w warunkach nominalnych,

$\bar{\pi} = \pi/\pi_n$ – względny stosunek ciśnień, współczynnik a jest funkcją stosunku ciśnień π oraz reakcyjności w grupie.

W przypadku braku możliwości oceny sprawności poszczególnych grup stopni na podstawie pomiarów parametrów pary należy ją wyznaczać na drodze obliczeń strat stopni.

2.2.1. Algorytm obliczeń linii rozprężania w turbinie na podstawie równań przelotowości

Zwykle dla zmienionych warunków pracy można wyznaczyć wartość ciśnienia na wylocie do skraplacza dla turbiny kondensacyjnej i w upuście regulowanym turbiny upustowo-kondensacyjnej lub przeciwprężnej. Ciśnienie w skraplaczu określa się w oparciu o jego charakterystykę, natomiast ciśnienie w regulowanym upuście na podstawie zadanych warunków pracy wymiennika ciepłowniczego (żądaney temperatury wody sieciowej) zasilanego z tego upustu. Dlatego obliczenia rozkładu ciśnienia w turbinie dla zmienionych warunków prowadzone są od wylotu do skraplacza lub upustu regulowanego. Obliczenia te prowadzi się na podstawie równań przelotowości (2.2) zapisanych dla poszczególnych grup stopni turbiny. Pozostałe parametry pary (temperatura lub entalpia w obszarze pary mokrej) w przekrojach obliczeniowych turbiny (wlot i wylot każdej grupy) określa się w oparciu o przedstawione poniżej algorytmy.

Dane wejściowe do tych algorytmów stanowią:

- ciśnienie p_1 i temperatura t_1 (lub entalpia i_1) przed grupą stopni,
- ciśnienie p_2 za tą grupą,
- straty w przepływie przez rozpatrywaną grupę,
- dokładność wyznaczenia parametrów pary.

Na podstawie tych danych należy wyznaczyć pozostałe parametry (t_2, i_2, v_2, s_2) w przekroju wylotowym grupy stopni.

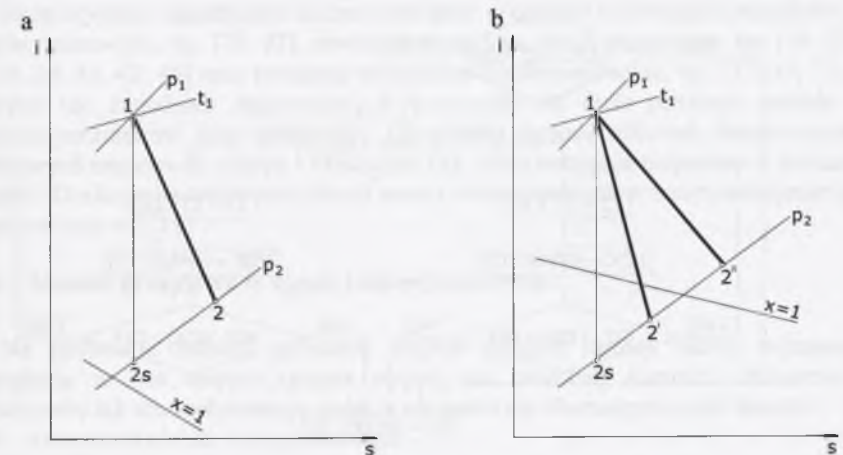
Jeśli rozprężanie w grupie stopni zachodzi w obszarze pary przegrzanej (rys. 2.2a), wówczas sposób rozwiązania zagadnienia dla grupy stopni przedstawiono na rys. 2.3. Natomiast w przypadku gdy początkowy punkt linii ekspansji leży powyżej linii granicznej $x=1$, a końcowy punkt ekspansji w przemianie odwracalnej ($2s$) poniżej tej linii (rys. 2.2b), wówczas algorytm wyznaczenia parametrów na linii rozprężania pokazuje rys. 2.4. Końcowy punkt przemiany rzeczywistej może leżeć w obszarze pary mokrej ($2'$) albo przegrzanej ($2''$). Algorytm ten można również stosować w przypadku, gdy cała linia rozprężania zachodzi w obszarze pary mokrej.

Proces wyznaczania linii rozprężania prowadzony jest iteracyjnie razem z obliczeniami obiegu cieplnego, na podstawie których określa się wartości strumieni pary płynącej przez każdą grupę stopni w zmienionych warunkach. Dla turbin posiadających regulację grupową dokładność wyznaczenia linii rozprężania zależy zwłaszcza od dokładności, z jaką określi się temperaturę pary za stopniem regulacyjnym (jest to temperatura przed pierwszą grupą). Jak już bowiem wspomniano wcześniej, stopień regulacyjny musi być obliczany oddzielnie. Natomiast w turbinach z regulacją dławieniową wyznaczenie temperatury na wlocie do pierwszej grupy stopni jest stosunkowo proste.

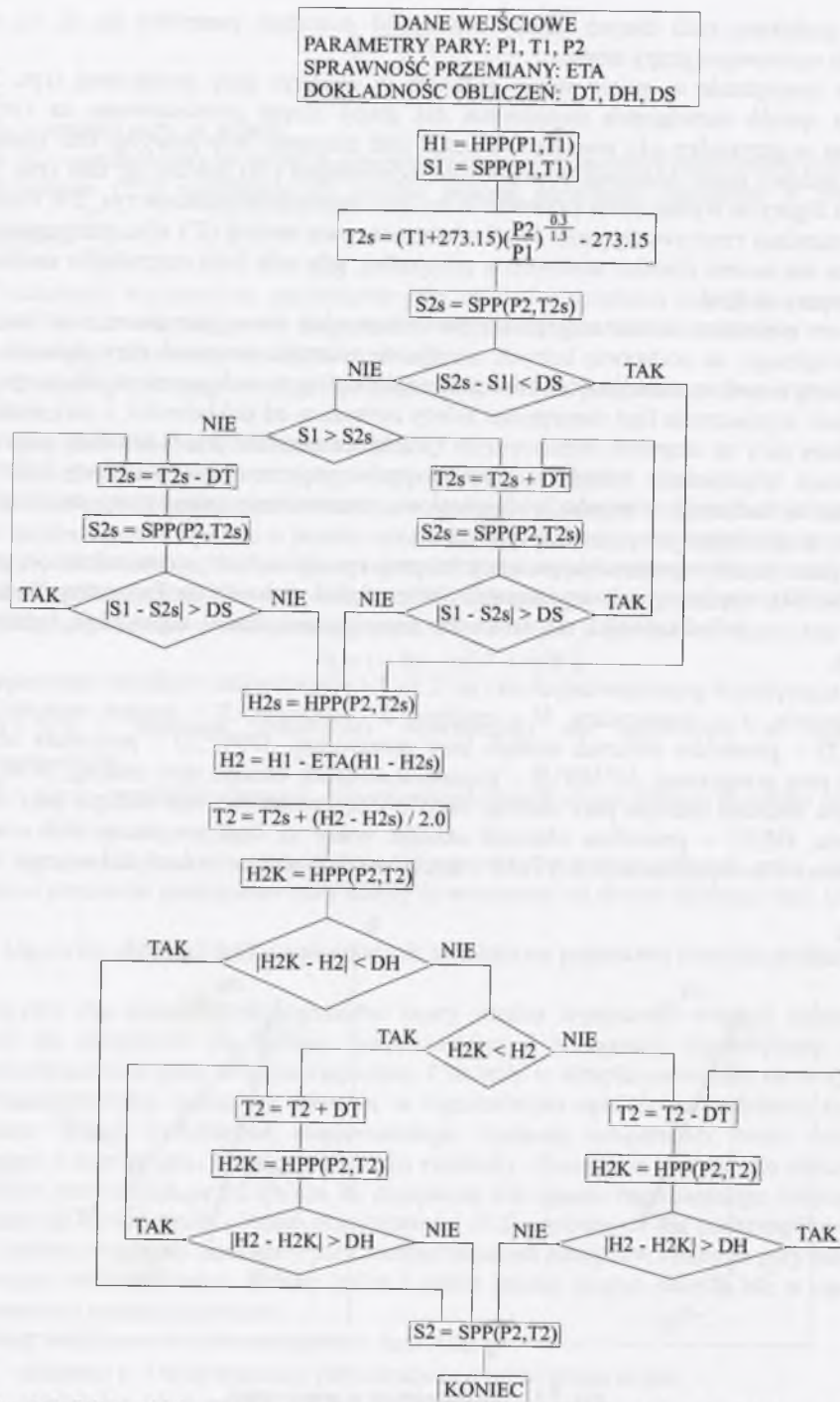
W procedurach wyznaczania parametrów pary i wody wykorzystano zależności podane w [3, 74, 94]. Spełniają one wymagania International Association Properties Water and Steam, dotyczące dokładności, są łatwe do zaprogramowania i zapewniają krótki czas obliczeń.

W algorytmach przedstawionych na rys. 2.3 i 2.4 poszczególne wielkości oznaczają:

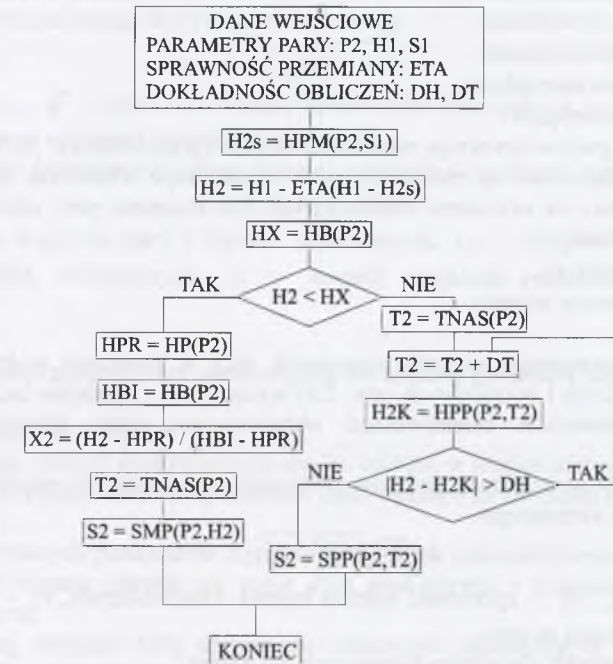
P – ciśnienie, T – temperatura, H – entalpia, S – entropia, X – stopień suchości pary, $HPP(P,T)$ – procedura obliczeń entalpii pary przegrzanej, $SPP(P,T)$ – procedura obliczeń entropii pary przegrzanej, $HPM(P,S)$ – procedura obliczeń entalpii pary mokrej, $SPM(P,S)$ – procedura obliczeń entropii pary mokrej, $HP(P)$ – procedura obliczeń entalpii pary na linii nasycenia, $HB(P)$ – procedura obliczeń entalpii wody na linii nasycenia, DT – zmiana temperatury w kolejnej iteracji, DH i DS – dokładność wyznaczenia entalpii i entropii.



Rys. 2.2. Linia rozprężania w grupie stopni
Fig. 2.2. Expansion line in the group of stage



Rys. 2.3. Schemat blokowy wyznaczania parametrów pary za grupą stopni (obszar pary przegrzanej)
Fig. 2.3. Block diagram of determining the parameters of steam at outlet the group of stages (the range of superheated steam)



Rys. 2.4. Schemat blokowy wyznaczania parametrów pary za grupą stopni (obszar pary mokrej)
Fig. 2.4. Block diagram of determining the parameters of steam at outlet the group of stages (the range of wet steam)

2.3. Modelowanie linii rozprężania w stopniach turbinowych przy obciążeniu różnym od obliczeniowego

Rozpatrywane zagadnienie można rozwiązać w oparciu o: równania przepływu w ujęciu jednowymiarowym, np. [78, 92], równania przepływu dwuwymiarowego, np. [19, 23, 24, 26, 27, 36, 38, 41, 42, 45] oraz równania przepływu trójwymiarowego, np. [17, 19, 72, 113]. W praktyce (do zagadnień diagnostyki) wykorzystuje się dwie pierwsze metody obliczeń rozkładu parametrów pary w turbinie. Oryginalną metodę obliczeń charakterystyk stopni turbinowych opracowali Ainley i Mathieson [2], którą następnie ulepszano w pracach innych autorów. Dyskusję na temat weryfikacji metod obliczeniowych w maszynach przepływowych przedstawiono w [71].

2.3.1. Modele przepływu w ujęciu jednowymiarowym

Na podstawie zadanej geometrii stopnia (stopni) turbiny należy wyznaczyć linię rozprężania w tym stopniu (grupie stopni) dla dowolnej wartości obciążenia turbiny. Rozwiązanie tak sformułowanego zadania prowadzi się dla następujących danych:

1. Geometria układu przepływowego:
 - Średnia średnica wieńca kierującego i wirnikowego, d_1 i d_2
 - Wysokość łopatek kierujących i wirnikowych, l_1 i l_2
 - Geometryczne kąty łopatkowe, α_{0g} , α_{1g} , β_{1g} i β_{2g}
 - Grubość krawędzi na wlocie i spływie z łopatki
 - Liczba łopatek

- Stopień zasilania ε
- 2. Geometria uszczelnień:
 - Wysokości szczelin
 - Średnica uszczelnień
 - Ilość przewężeń
- 3. Parametry pary w przekroju wlotowym stopnia (grupy stopni), p_0, t_0, c_0 . Dla stopnia regulacyjnego dane są parametry pary w przekroju wlotowym każdego segmentu (grupy dysz) za zaworami regulacyjnymi lub strumień pary przepływającej przez każdy segment.
- 4. Strumień pary \dot{m}_0
- 5. Liczba obrotów wirnika

Obliczenia parametrów termodynamicznych pary w przekroju wylotowym wieńców łopatek kierowniczych i wirnikowych (rys. 2.5) wyznacza się z równań zachowania energii i substancji uzupełnionych zależnościami określającymi straty przepływu w wieńcu łopatkowym.

Prędkość pary w przekroju wylotowym łopatek nieruchomych określa się z równania energii dla wieńca kierującego

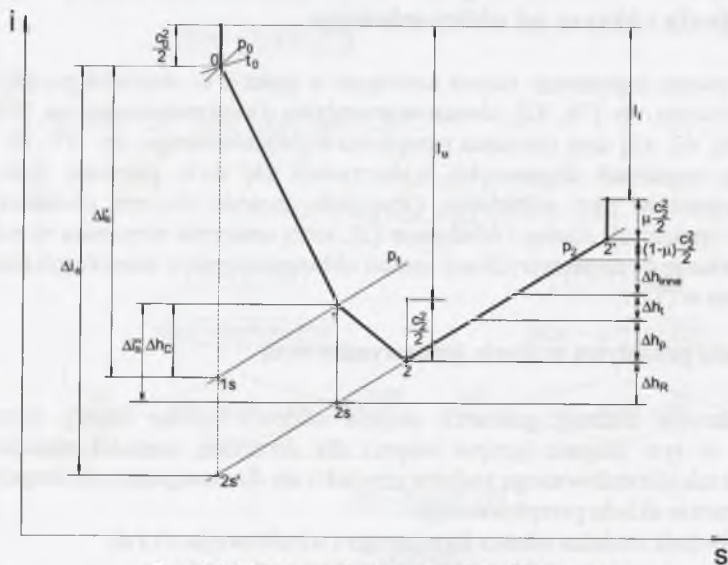
$$c_1 = \sqrt{\eta' \sqrt{2\Delta i_s' + c_0^2}}, \quad (2.4)$$

gdzie: $\Delta i_s' = i_0 - i_{1s}$, η' – sprawność wieńca łopatek kierowniczych, c_0 – prędkość pary w płaszczyźnie wlotowej stopnia.

Równanie ciągłości dla wieńca kierującego ma postać:

$$\dot{m}_1 = \pi d_1 l_1 \varepsilon \tau_1 c_1 \sin \alpha_1 / v_1, \quad (2.5)$$

gdzie: α_1 – kąt wypływu pary z łopatek kierujących, v_1 – objętość właściwa pary na wylocie z łopatek kierujących, τ_1 – stopień zwężenia przekroju wieńca łopatek kierowniczych.



Rys. 2.5. Linia rozprężania w stopniu turbinowym
Fig. 2.5. Expansion line in the turbine stage

Prędkość pary w przekroju wylotowym łopatek wirnikowych (w układzie względnym) określa się z równania energii dla wieńca wirnikowego

$$w_2 = \sqrt{\eta'' \sqrt{2\Delta i_s'' + w_1^2}}, \quad (2.6)$$

gdzie: $\Delta i_s'' = i_1 - i_{2s}$, η'' – sprawność wieńca łopatek kierowniczych, w_1 – prędkość względna pary w płaszczyźnie wlotowej łopatek wirnikowych.

Strumień pary przepływający przez wieńiec wirnikowy określa się z równania ciągłości

$$\dot{m}_2 = \pi d_2 l_2 \varepsilon \tau_2 w_2 \sin \beta_2 / v_2 \quad (2.7)$$

gdzie: β_2 – kąt wypływu pary z łopatek wirnikowych, v_2 – objętość właściwa pary na wylocie z łopatek wirnikowych, τ_2 – stopień zwężenia przekroju wieńca łopatek wirnikowych.

Algorytm obliczeń przepływu pary przez stopień dla zadanej geometrii stopnia

Algorytm dla łopatek kierujących

1. Zakłada się wartość izentropowego spadku entalpii w wieńcu kierującym $\Delta i_s'$ i dla wstępnie przyjętej wartości sprawności tego wieńca η' ; z równania (2.4) oblicza się prędkość c_1 .
2. Dla otrzymanych parametrów termodynamicznych i kinematycznych oraz dla znanej geometrii stopnia określa się sumę strat profilowych i brzegowych ζ' w wieńcu łopatkowym.
3. Dla nowej wartości strat oblicza się sprawność przemiany w wieńcu ze wzoru $\eta' = 1 - \zeta'$ i po podstawieniu do (2.4) wyznacza się nową wartość c_1 .
4. Określa się nową wartość strat i proces powtarza się aż do uzyskania założonej zbieżności (dokładności wyznaczania strat).
5. Z linii przemiany wyznacza się parametry pary w przekroju wylotowym łopatek kierujących p_1, i_1 :
 - ciśnienie za wieńcem $p_1 = p(i_1, s_0)$,
 - strata w wieńcu $\Delta h_D = \frac{c_1^2}{2} \left(\frac{1}{\eta'} - 1 \right)$,
 - entalpia za wieńcem kierowniczym $i_1 = i_{1s} + \Delta h_D$,
 - objętość właściwą za wieńcem $v_1 = v(p_1, i_1)$.
6. Z równania (2.5) oblicza się strumień pary przepływającej przez wieńiec kierowniczy.
7. Jeśli spełniony jest warunek: $|\dot{m}_1 - \dot{m}_0| < \Delta \dot{m}$, wówczas przechodzi się do obliczeń wieńca wirnikowego, w przeciwnym przypadku przyjmuje się nową wartość $\Delta i_s'$ i obliczenia powtarza się od punktu 1.

Analogicznie do wieńca łopatek kierowniczych postępuje się dla współpracującego z nim wieńca łopatek wirnikowych.

Algorytm dla łopatek wirnikowych

1. Zakłada się wartość izentropowego spadku entalpii w wieńcu wirnikowym $\Delta i_s''$ i dla wstępnie przyjętej wartości sprawności tego wieńca η'' ; z równania (2.6) oblicza się prędkość w_2 .
2. Dla otrzymanych parametrów termodynamicznych i kinematycznych oraz dla znanej geometrii stopnia określa się sumę strat profilowych i brzegowych ζ'' w wieńcu łopatek wirnikowych.

3. Dla nowej wartości strat oblicza się sprawność przemiany w wieńcu ze wzoru $\eta'' = 1 - \zeta''$ i po podstawieniu do (2.6) wyznacza się nową wartość w_2 .
4. Określa się nową wartość strat i proces powtarza się aż do uzyskania założonej zbieżności (dokładności wyznaczania strat).
5. Z linii przemiany wyznacza się parametry pary w przekroju wylotowym łopatek wirnikowych p_2, i_2 :
 - ciśnienie za wieńcem wirnikowym $p_2 = p(i_2, s_1)$,
 - strata w wieńcu $\Delta h_R = \frac{w_2^2}{2} \left(\frac{1}{\eta''} - 1 \right)$,
 - entalpia za wieńcem $i_2 = i_{2s} + \Delta h_R$,
 - objętość właściwą za wieńcem $v_2 = v(p_2, i_2)$.
6. Z równania (2.7) oblicza się strumień pary przepływającej przez wieńiec wirnikowy.
7. Jeśli spełniony jest warunek $|\dot{m}_2 - \dot{m}_0| < \Delta \dot{m}$, wówczas przechodzi się do obliczeń strat dodatkowych wieńca wirnikowego, w przeciwnym przypadku przyjmuje się nową wartość $\Delta i_s''$ i obliczenia powtarza się od punktu 1.
8. Strumień pary przekazuje łożatkom wirnika pracę:

$$l_u = \frac{1}{2} (c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2)$$

9. Sprawność łożatkową określa się ze wzoru:

$$\eta_u = \frac{l_u}{\frac{c_0^2}{2} + \Delta i_s - \mu \frac{c_2^2}{2}}$$

10. Po wyznaczeniu parametrów w przekroju wylotowym łopatek wirnikowych określa się straty pozałożatkowe, dodatkowe (nieszczelności Δh_p , tarcia wirujących tarcz i bandaży Δh_t , i inne Δh_i).
11. Entalpia czynnika za stopniem wynosi $i_{2w} = i_2 + \Delta h_p + \Delta h_t + \Delta h_i$.
12. Pozostałe parametry termodynamiczne pary w płaszczyźnie wylotowej stopnia, będącej jednocześnie płaszczyzną wlotową następnego stopnia, określa się z zależności: $v_{2w} = v(p_2, i_{2w})$, $s_{2w} = s(p_2, i_{2w})$.
13. Energia kinetyczna strumienia pary wyphywającej ze stopnia, wykorzystana w następnym stopniu, wynosi $\frac{c_0^2}{2} = \mu \frac{c_2^2}{2}$, gdzie μ – stopień wykorzystania wylotowej energii kinetycznej ze stopnia w następnym stopniu $0 \leq \mu \leq 1$.

Dla stopnia regulacyjnego określa się parametry przepływu w poszczególnych segmentach łopatek kierujących i odpowiadających im odcinkach łopatek wirnikowych każdego segmentu. Następnie analogicznie do stopnia nieregulowanego określa się straty pozałożatkowe, dodatkowe (nieszczelności, tarcia wirujących tarcz i bandaży i inne).

Entalpię pary za stopniem regulacyjnym po zmieszaniu (przed pierwszym stopniem nieregulowanym) określa się z równania bilansu energii.

2.3.2. Modele przepływu w ujęciu dwuwymiarowym

Przepływ czynnika przez wirujący wieńiec łożatkowy na powierzchni S_2 (rys.2.6) opisuje następujący układ równań [38, 55, 102, 107]:

$$w_r \frac{\partial w_r}{\partial r} + w_z \frac{\partial w_r}{\partial z} - \frac{(w_u + \omega r)^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + F_r + f_r, \quad (2.8)$$

$$w_r \frac{\partial w_u}{\partial r} + w_z \frac{\partial w_u}{\partial z} + \frac{w_r w_u}{r} + 2\omega w_r = F_u + f_u, \quad (2.9)$$

$$w_r \frac{\partial w_z}{\partial r} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + F_z + f_z, \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial(r\rho w_r)}{\partial r} + \frac{\partial(r\rho w_z)}{\partial z} = 0, \quad (2.11)$$

$$Tds = di - \frac{dp}{\rho}, \quad (2.12)$$

$$p = \rho ZRT, \quad (2.13)$$

$$\vec{n} \times \vec{F} = 0, \quad (2.14)$$

$$\vec{n} \cdot \vec{w} = 0 \quad (2.15)$$

Związki (2.8)-(2.10) to równania pędu, zależność (2.11) to równanie ciągłości, równanie (2.12) jest wyrazem pierwszej zasady termodynamiki, a formuła (2.13) jest równaniem stanu czynnika.

Dla przepływów osiowoosymetrycznych wektorowej zależności (2.14) odpowiadają dwa związki skalarowe:

$$F_r = f_u \operatorname{tg} \delta \quad (2.16)$$

$$F_z = -F_u \operatorname{ctg} \beta_z$$

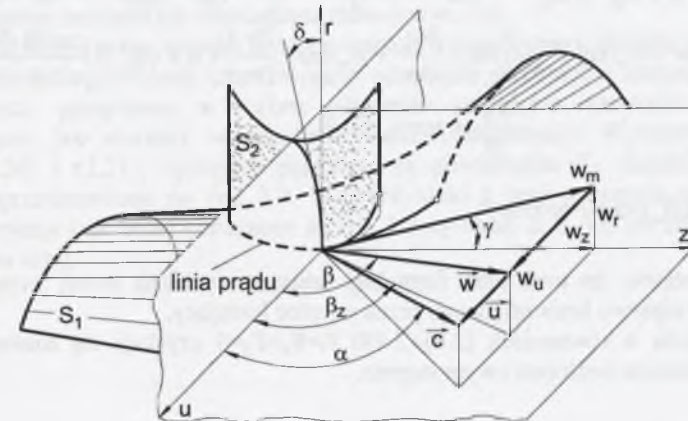
Zależność (2.15) w postaci skalarnej przyjmuje postać:

$$w_u = w_z \operatorname{ctg} \beta_z + w_r \operatorname{tg} \delta \quad (2.17)$$

Kąty δ i β_a charakteryzują powierzchnię prądu S_2 . Oznaczenia wektorów prędkości i kątów tych wektorów przedstawiono na rys.2.6.

Zamiast równania zachowania pędu zapisanego dla kierunku z w postaci (2.10) wykorzystuje się równanie energii dla konkretnej strugi.

$$\vec{h} = i + \frac{w_m^2 + w_u^2}{2} - \frac{u^2}{2} = \operatorname{const} \quad (2.18)$$



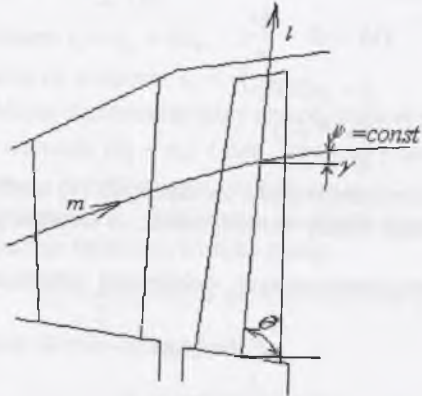
Rys. 2.6. Oznaczenia wektorów i kątów wektorów prędkości
Fig. 2.6. Determination of the vectors and angles of the vectors of velocity

Składowe siły tarcia określa się z zależności:

$$f_r = -\frac{w_r}{w^2} T w_m \frac{\partial s}{\partial m} \quad (2.19)$$

$$f_u = -\frac{w_u}{w^2} T w_m \frac{\partial s}{\partial m}$$

Po przekształceniach otrzymuje się następujący układ równań opisujących przepływ czynnika w wirującym wieńcu łopatkowym we współrzędnych m, l (rys. 2.7):



Rys. 2.7. Przekrój osiowy stopnia
Fig. 2.7. Axial cross-section of a stage

$$\begin{aligned} \frac{\partial w_m}{\partial l} = & \frac{1}{(1 + \text{ctg}^2 \beta) \frac{\cos \gamma}{\sin \tilde{\gamma}}} \left\{ -\frac{1}{w_m} \left[\frac{\partial \bar{h}}{\partial \psi} \frac{\partial \psi}{\partial l} \cos \gamma \right] - T \left(-\frac{\partial s}{\partial m} \cos \Theta + \frac{\partial s}{\partial l} \cos \gamma \right) \right\} + \\ & + \frac{\text{tg} \delta}{r} \left(r \text{ctg} \beta \frac{\partial w_m}{\partial m} + r w_m \frac{\partial \text{ctg} \beta}{\partial m} + 2 \omega \sin \gamma + w_m \text{ctg} \beta \sin \gamma \right) + \\ & + T \frac{w_m \text{ctg} \beta \text{tg} \delta + w_m \sin \gamma}{(1 + \text{ctg}^2 \beta) w_m^2} \frac{\partial s}{\partial m} - \frac{\text{ctg} \beta}{r} \left[-r w_m \left(-\frac{\partial \text{ctg} \beta}{\partial m} \cos \Theta + \frac{\partial \text{ctg} \beta}{\partial l} \cos \gamma \right) + \right. \\ & \left. + 2 \omega r + w_m \text{ctg} \beta \right] + \left(\sin \gamma \frac{\partial w_m}{\partial m} + w_m \cos \gamma \frac{\partial \gamma}{\partial m} \right) + (1 + \text{ctg}^2 \beta) \frac{\cos \Theta}{\sin \tilde{\gamma}} \frac{\partial w_m}{\partial m} \quad (2.20) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial l} = r \rho \tau w_m \sin \tilde{\gamma}, \quad (2.21)$$

gdzie:

$$\text{ctg} \beta = \text{ctg} \beta_a \cos \gamma + \text{tg} \delta \sin \gamma,$$

$$\Theta = \gamma + \tilde{\gamma}.$$

Przy założeniu, że $\omega=0$ oraz formalnej zmianie oznaczeń $w \rightarrow c$, uzyskuje się opis zagadnienia przepływu bezwzględnego przez wieńiec kierujący.

Po przyjęciu w równaniach (2.8)-(2.19) $F_r=F_u=F_z=0$ uzyskuje się równania opisujące przepływ w obszarze bezłopatkowym stopnia.

Równanie równowagi promieniowej przyjmuje w tym przypadku postać:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \frac{dw^2}{dr} - \omega^2 r + \left[\frac{(w \cos \beta + \omega r)^2}{r} \right] \frac{1 - M_m^2 \cos^2 \gamma}{1 - M_m^2} + r \text{tg} \gamma \frac{(w \sin \beta)^2 \cos^2 \gamma}{r^2 (1 - M_m^2)} \left(\text{tg} \gamma + r \frac{d \text{tg} \gamma}{dr} \right) = \\ = \frac{d\bar{h}}{dr} - T \frac{ds}{dr}, \quad (2.22) \end{aligned}$$

natomiast równania ciągłości

$$\frac{d\psi}{dr} = r \rho w \sin \beta \cos \gamma, \quad (2.23)$$

gdzie:

$M_m = \frac{w \sin \beta}{a}$ – liczba Macha, $\bar{h} = i + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = \text{const}$ (dla $\psi = \text{const}$) – entalpia całkowita, ω – prędkość kątowna, T, ρ, i, s – temperatura, gęstość, entalpia i entropia pary.

Funkcję prądu ψ definiuje się:

$$\psi(r) = \frac{\dot{m}(r)}{2\pi},$$

gdzie: $\dot{m}(r)$ – strumień pary przepływający przez powierzchnię ograniczoną podstawą stopnia i linią prądu na promieniu r .

Przy założeniu, że $\omega=0$ oraz formalnej zmianie oznaczeń $w \rightarrow c$ i $\alpha \rightarrow \beta$, uzyskuje się równania opisujące przepływ w szczelinie za wieńcem kierującym.

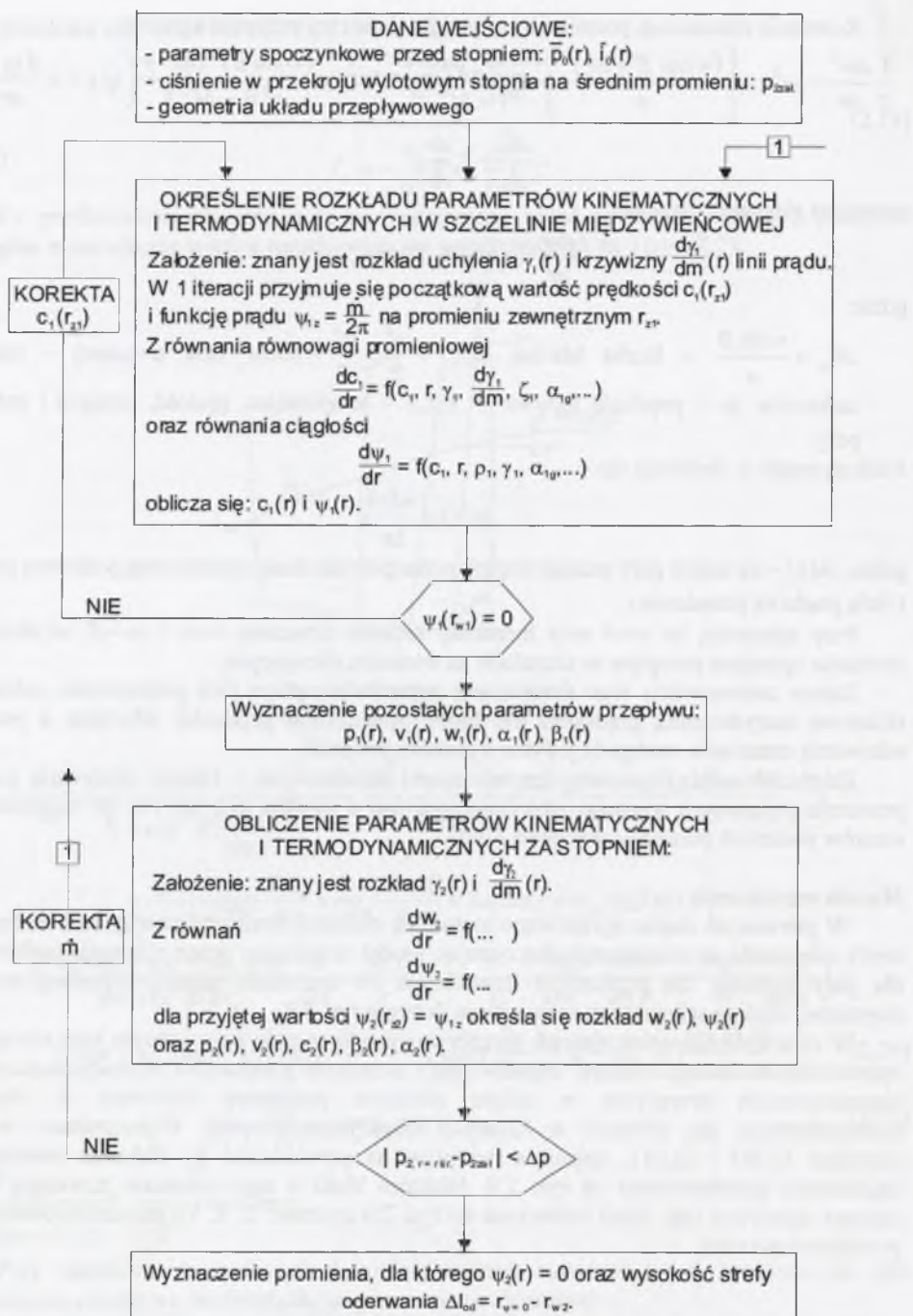
Zakres zastosowania tego modelu jest ograniczony przez dwa podstawowe założenia: składowa merydionalna prędkości nie może przekroczyć prędkości dźwięku, a ponadto oderwanie strumienia następuje jedynie u podstawy łopatki.

Zależność między geometrycznymi kątami łopatkowymi i kątami strumienia pary w przekroju wylotowym wieńców określano zarówno w modelu 1D, jak i w 2D na podstawie wzorów podanych przez Szczegłajewa [104].

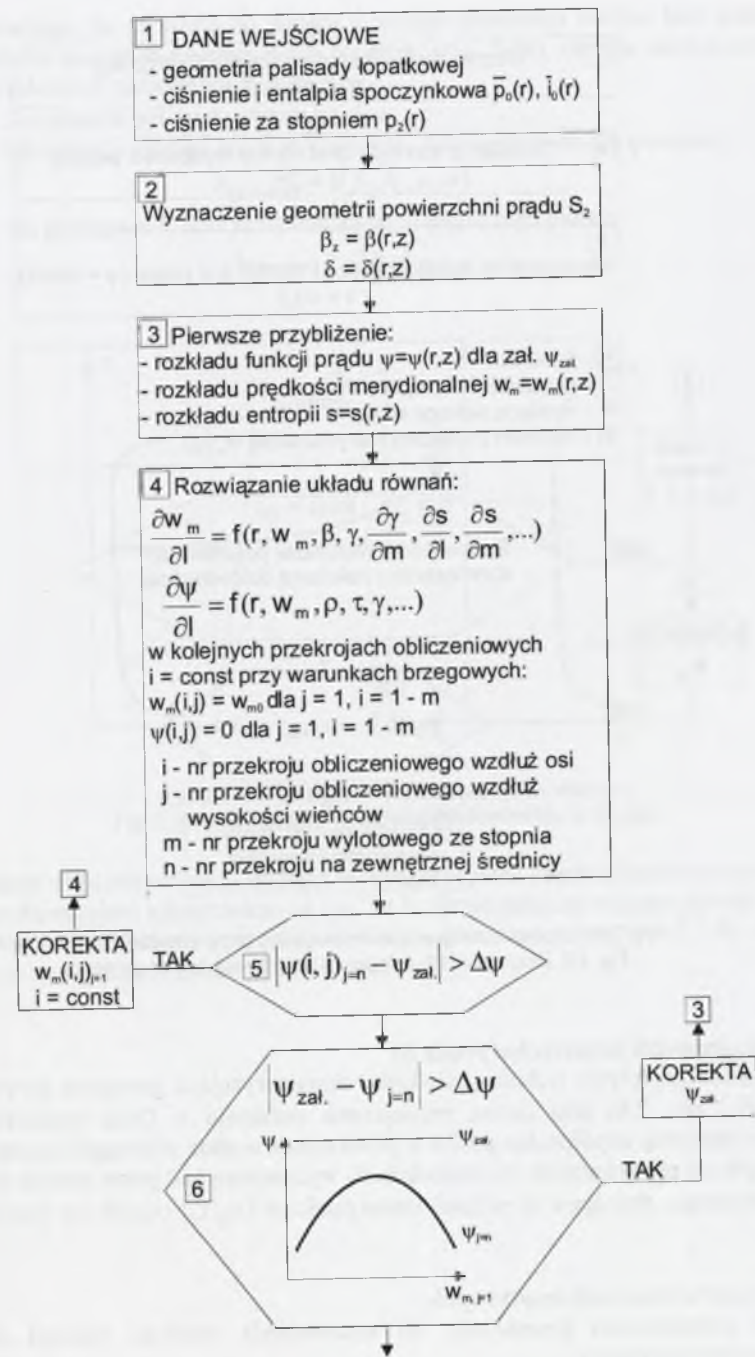
Metoda rozwiązania

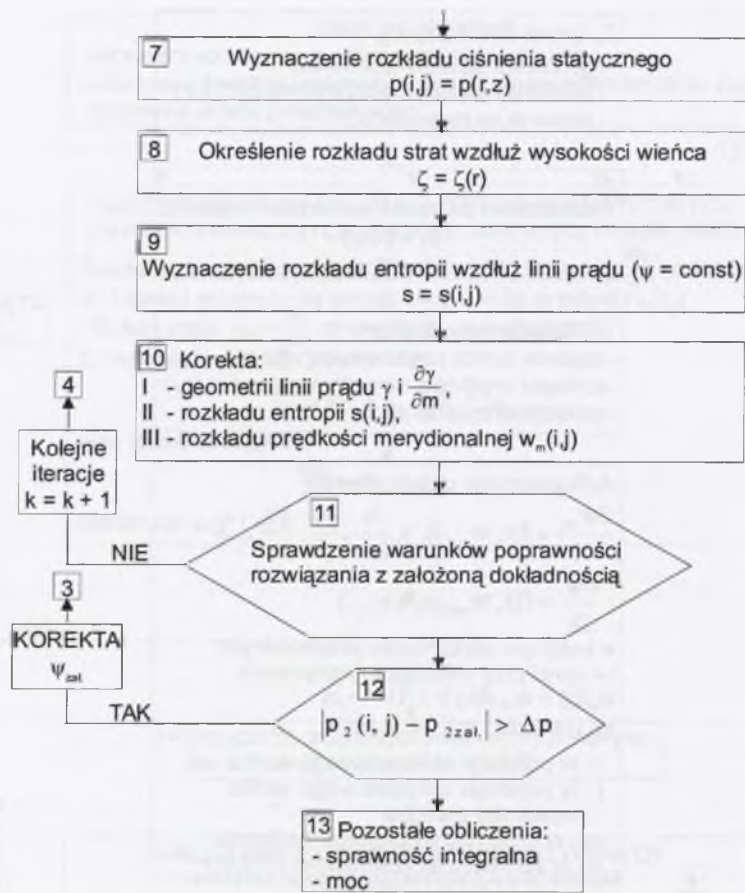
W pierwszym etapie opracowano metodykę obliczeń struktury przepływu i rozległości strefy oderwania za stopniem wykorzystując model utworzony przez równania zachowania dla pary zapisane dla przekrojów kontrolnych (w szczelinie międzywieńcowej oraz za stopniem). Ogólny schemat ich rozwiązania ilustruje rys. 2.8.

W celu lepszego opisu zjawisk przepływowych w stopniu przy różnym jego obciążeniu opracowano model ogólniejszy, umożliwiający określenie parametrów termodynamicznych i kinematycznych przepływu w całym obszarze przepływu (zarówno w obszarze bezłopatkowym, jak również w kanałach międzyłopatkowych). Wykorzystano w nim równania (2.20) i (2.21), opisujące przepływ na powierzchni S_2 . Schemat rozwiązania zagadnienia przedstawiono na rys. 2.9. Niektóre bloki z tego schematu zawierają dosyć złożone algorytmy (np. bloki oznaczone na rys. 2.9 cyframi: 2, 8, 9); ich szczegółowy opis przedstawiono niżej.



Rys. 2.8. Ogólny schemat obliczeń struktury przepływu w przekrojach kontrolnych po zmianie warunków pracy turbiny
 Fig. 2.8. General diagram of calculations of the flow structure in the control section after changing the conditions of operation of the turbine





Rys. 2.9. Schemat rozwiązania zadania analizy na powierzchni S_2
Fig. 2.9. Diagram of the solution of the analysis on the surface S_2

Wyznaczenie geometrii powierzchni prądu S_2

W równania przepływu wchodzi wielkości charakteryzujące geometrię powierzchni S_2 (kąty β_2 i δ - rys. 2.6) oraz liczba zmniejszenia przekroju τ . Dane wejściowe do ich wyznaczenia stanowią współrzędne profili w przekrojach wzdłuż wysokości łopatki zapisane we współrzędnych prostokątnych. Powierzchnia S_2 wyznaczona jest przez średnie linie kanału międzyłopatkowego. Następnie w zadanej siatce punktów (z_{ij} , r_{ij}) określa się wartości $\text{ctg}\beta_a$, $\text{tg}\delta$ i τ .

Rozkład entropii w wieńcach łopatkowych

Sposób postępowania prowadzący do wyznaczenia rozkładu entropii w wieńcu łopatkowym jest następujący:

1. Na podstawie geometrii wieńca oraz otrzymanych z obliczeń parametrów kinematycznych i termodynamicznych pary określa się rozkład strat przepływu wzdłuż wysokości wieńca.
2. Dla danej linii prądu $\psi = \text{const}$ znajdujemy parametry końcowego punktu rozprężania (entalpię, objętość właściwą i pozostałe parametry w przekroju wylotowym wieńca).

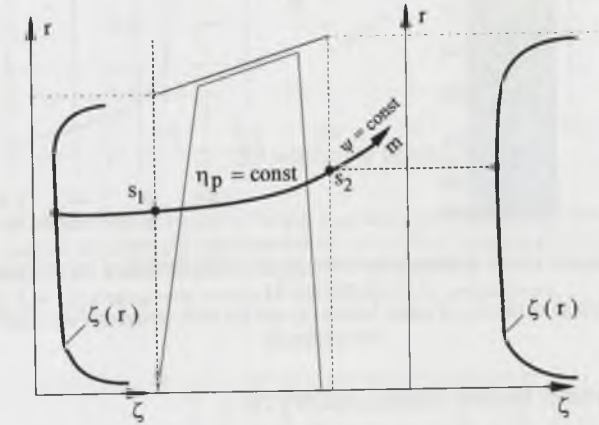
3. Zakładając, że od wlotu do wylotu z wieńca przemiana wzdłuż linii prądu $\psi = \text{const}$ zachodzi ze stałym wykładnikiem politropy (rys. 2.10), określa się entropię czynnika w przekrojach obliczeniowych wieńca:

- Z równania politropy wyznacza się n .
- Określa się entalpię w i -tym przekroju obliczeniowym dla $\psi = \text{const}$

$$h_{i(\psi = \text{const})} = h(\bar{p}_0, \bar{h}_0, p_i, n).$$

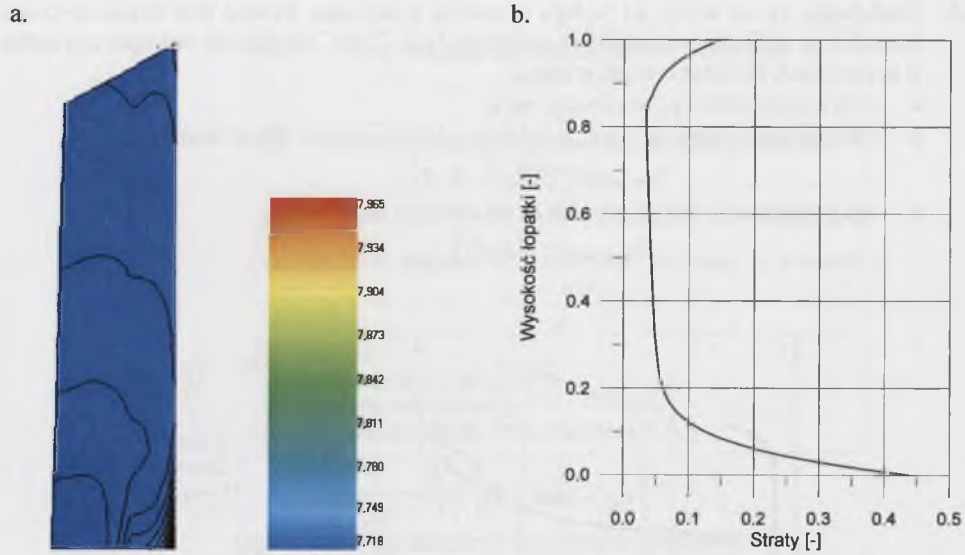
- Na podstawie h_i oraz p_i wyznacza się entropię tego punktu

$$s_{i(\psi = \text{const})} = s(p_i, h_i).$$



Rys. 2.10. Wyznaczenie rozkładu entropii w wieńcu
Fig. 2.10. Determination of the entropy distribution in the rims

Rezultaty obliczeń rozkładu entropii w wieńcu łopatek kierowniczych ostatniego stopnia turbiny kondensacyjnej zilustrowano na rys. 2.11a. Przedstawiony rozkład entropii odpowiada promieniowemu rozkładowi strat w tym wieńcu pokazanemu na rys. 2.11b. Zostały one wyznaczone na podstawie zależności podanych w [4].



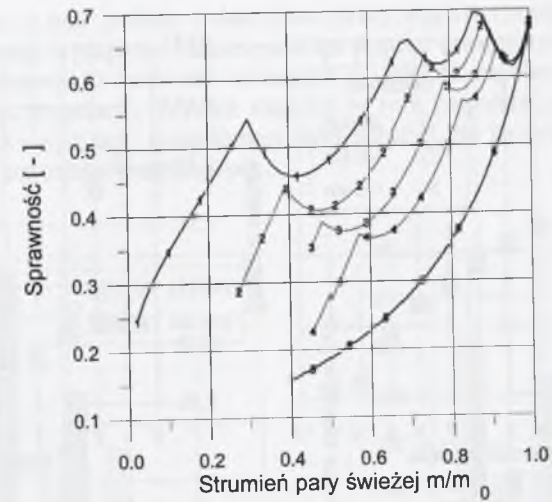
Rys. 2.11. Rozkład entropii w wieńcu łopatek kierowniczych (a) i odpowiadający mu promieniowy rozkład strat w wieńcu (b)

Fig. 2.11. Entropy distribution in the rim of stator blades (a) and the corresponding radial distribution of losses in the blades (b)

2.4. Wybrane wyniki testów obliczeniowych

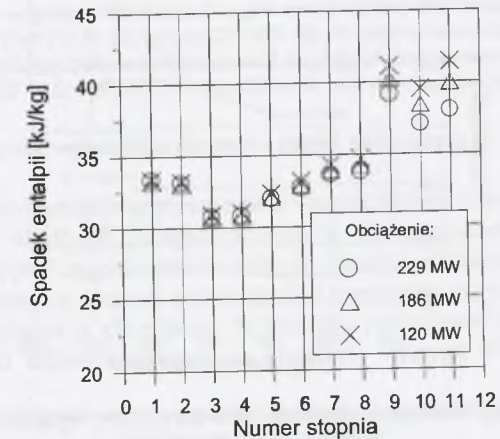
2.4.1. Analiza pracy stopni turbiny kondensacyjnej dla różnych warunków obciążenia

Testowanie własnych algorytmów obliczeń linii ekspansji przeprowadzono dla turbin kondensacyjnych o mocy 200 MW, dla których dysponowano dokładnymi pomiarami. Na rysunku 2.12 przedstawiono rezultaty obliczeń sprawności stopnia regulacyjnego. Górna krzywa na tym rysunku została wyznaczona dla rozrządu grupowego „bez przykryć” (kolejny zawór regulacyjny otwiera się dopiero po całkowitym otwarciu zaworu poprzedniego), natomiast dolna dla regulacji dławieniowej. Krzywe pomiędzy nimi ilustrują przemianę w tym stopniu dla różnych „przykryć”. Rezultaty obliczeń wskazują dużą zmianę sprawności stopnia regulacyjnego w funkcji strumienia pary, wynikającą z dużej zmiany spadku entalpii w tym stopniu. W pozostałych stopniach części wysokoprężnej zmiana sprawności była znacznie mniejsza. Ilustrują to rezultaty obliczeń strat łopatkowych w stopniach nieregulowanych tej części turbiny dla mocy maksymalnej 229 MW oraz obciążenia częściowego 186 i 120 MW. Wyznaczone na podstawie obliczeń linii rozprężania spadki entalpii w stopniach nieregulowanych przedstawiono na rys. 2.13, natomiast wartości strat w wieńcach kierowniczych i wirnikowych tych stopni na rys. 2.14. Największy spadek entalpii i odpowiadający tej zmianie przyrost strat występuje w ostatnim stopniu (przede wszystkim w łopatkach wirnikowych). Zmiana ta jest jednak niewielka, spadek obciążenia o ok. 50% powoduje zmianę strat (sprawności) w wieńcach ok. 1 punktu procentowego. Dla pozostałych stopni zmiana ta jest jeszcze mniejsza. Wzrost tych strat nieznacznie wpływa na zmianę sprawności stopni. Największa zmiana sprawności stopni nieregulowanych w cz. WP zachodzi dla ostatniego stopnia i nie przekracza ona 1 punktu procentowego (rys. 2.15). Zmiana warunków pracy takich turbin, wynikająca ze zmiany masowego natężenia przepływu pary przez turbinę, uwidacznia się przede wszystkim w pracy stopnia regulacyjnego (jeśli turbina go posiada).



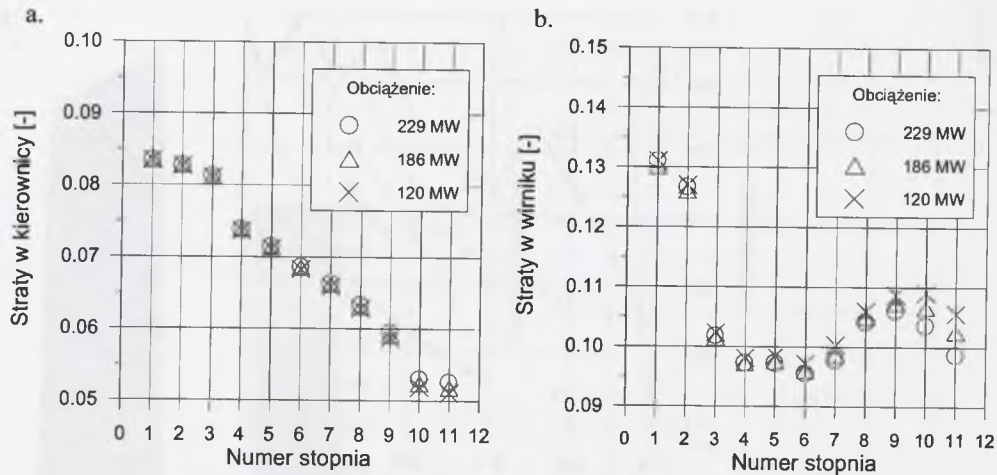
Rys. 2.12. Sprawność stopnia regulacyjnego w funkcji strumienia pary świeżej: 1 – praca „bez przykryć”, 2, 3, 4 – praca z przykryciami odpowiednio 20, 40 i 60%, 5 – regulacja dławieniowa

Fig. 2.12. Efficiency of the control stage as a function of the mass flow of live steam: 1 – operating without “covers”; 2, 3, 4 – operating with covers of 20, 40 and 60%, respectively; 5 – throttle governing

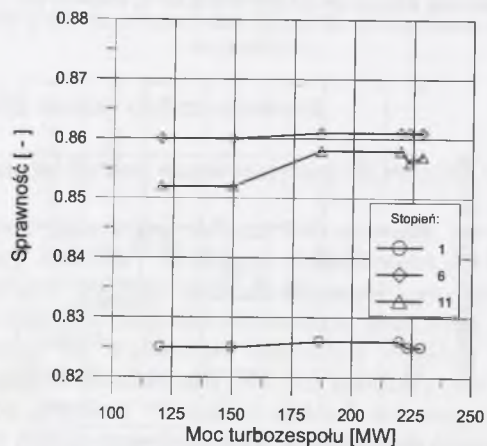


Rys. 2.13. Spadek entalpii w stopniach części wysokoprężnej turbiny 225 MW dla różnych wartości obciążenia turbozespołu

Fig. 2.13. Drop of enthalpy in the stages of the high-pressure unit of the 225 MW turbine at various values of loading the turbine set



Rys. 2.14. Strata w łopatkach kierowniczych stopnia (a) i strata w łopatkach wirnikowych (b) części wysokoprężnej turbiny 225 MW dla różnych wartości obciążenia turbozespołu
Fig. 2.14. Losses in the stator blades (a) and in the rotor blades (b) of the stages of the high-pressure unit of the 225 MW turbine at various values of loading the turbine set

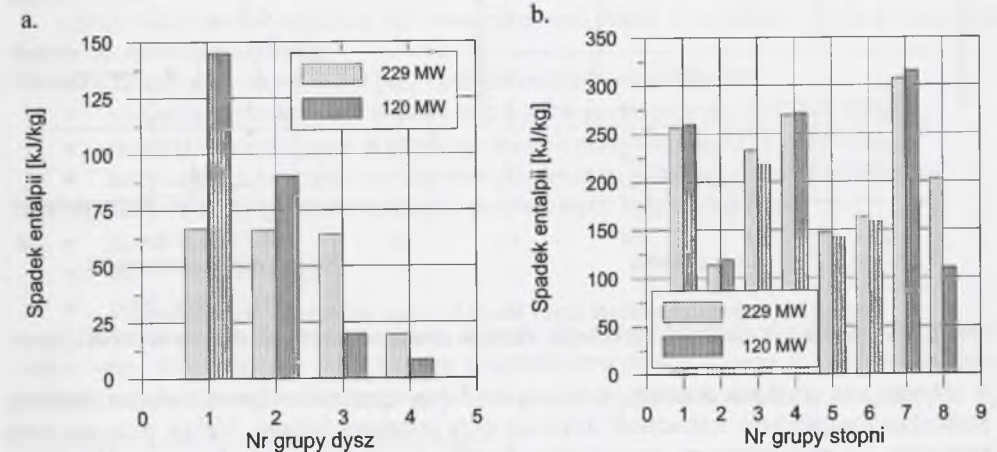


Rys. 2.15. Sprawność pierwszego, środkowego i ostatniego stopnia nieregulowanego w części WP w funkcji mocy turbozespołu
Fig. 2.15. Efficiency of the first, the medium and the last uncontrolled stage in the HP unit as a function of the power output of the turbine set

Potwierdziły to także wyznaczone na podstawie pomiarów tej turbiny spadki entalpii w stopniu regulacyjnym i w poszczególnych grupach stopni, wykonanych dla maksymalnego obciążenia 229 MW i minimalnej trwałej wartości mocy bloku 120 MW. Zilustrowano to na rys. 2.16, na którym przedstawiono porównanie tych spadków [78]. Rezultaty te wskazują, że dla turbin kondensacyjnych znaczna zmiana spadku entalpii zachodzi w stopniu regulacyjnym i w ostatniej grupie stopni (wylot do skraplacza). W pozostałych grupach spadek ten zmienia się nieznacznie.

Zmiana warunków pracy turbin kondensacyjnych, wynikająca ze zmiany masowego natężenia przepływu pary przez turbinę lub zmiany próżni w skraplaczu, uwidacznia się przede wszystkim w pracy stopnia regulacyjnego (jeśli turbina go posiada) oraz ostatniego

stopnia. W związku z tym zmiana wskaźników pracy stopnia (prędkości obwodowej do prędkości teoretycznej, wydajności, izentropowego spadku entalpii, pracy) w stosunku do optymalnych (projektowych) zachodzi zwłaszcza w stopniu regulacyjnym i w ostatnim stopniu (w ostatnich stopniach). Wynika stąd, że w tych stopniach sprawność przemiany będzie różnić się od optymalnej (projektowej) tym bardziej, im bardziej obciążenie turbiny odbiegać będzie od warunków projektowych.



Rys. 2.16. Spadek entalpii w grupach dysz stopnia regulacyjnego (a) i spadek entalpii w grupach stopni części WP (1 i 2), SP (3-6) i NP (7 i 8) (b) turbiny 225 MW dla różnych wartości obciążenia turbozespołu
Fig. 2.16. The drop of enthalpy in the nozzles of control stage (a) and in the stages of the HP unit (1 and 2), IP unit (3 - 6) and LP unit (7 and 8) (b) of the 225 MW turbine at various loads of the turbine set

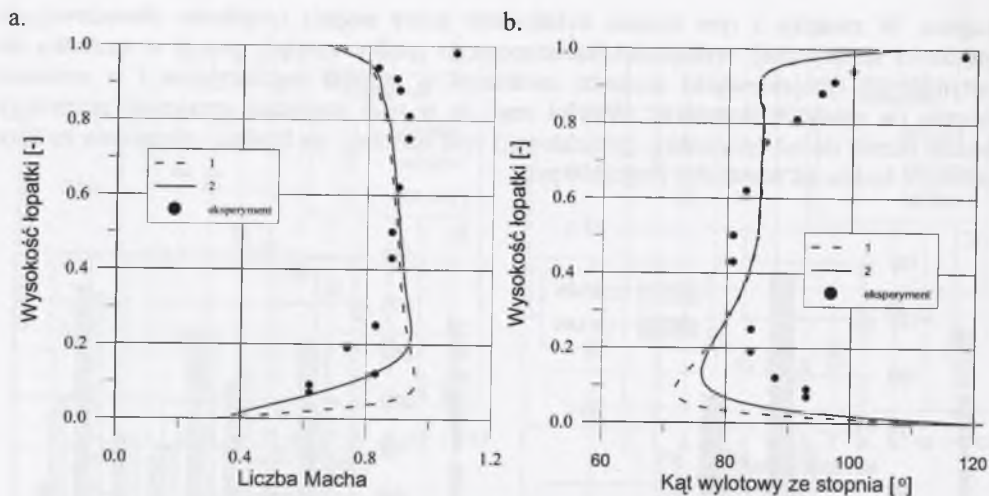
2.4.2. Rezultaty obliczeń ostatniego stopnia i części niskoprężnej

Testowanie obliczeń przepływu przez ostatni stopień turbiny o mocy 200 MW wykonano w oparciu o własny algorytm. Przeprowadzono je dla obciążenia, któremu odpowiada przepływ bez oderwań [69] oraz dla dwóch różnych obciążeń różniących się od nominalnego. Wykorzystano dwa zestawy danych uzyskanych z pomiarów tego stopnia różniących się głównie wartością ciśnienia w skraplaczu. Te pomiary przeprowadził S. Marcinkowski [81, 82] za pomocą sond skonstruowanych w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku.

Dla w pełni rozwiniętego przepływu wykorzystano parametry pary przed stopniem i na wylocie stopnia. Wynosiły one:

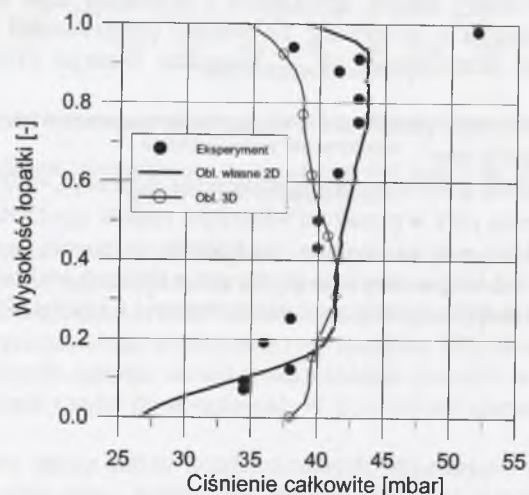
- ciśnienie całkowite pary w przekroju wlotowym stopnia $p_{0c}=0.01477$ MPa,
- entalpia całkowita pary w przekroju wlotowym stopnia $i_{0c}=2504.399$ kJ/kg,
- statyczne ciśnienie pary za stopniem (na średnim promieniu) $p_2=0.00269$ MPa.

Na rysunkach 2.17-2.18 przedstawiono porównanie obliczeń rozkładu parametrów pary w przekroju wylotowym stopnia z pomiarami, które stanowią o jakości algorytmu.



Rys. 2.17. Porównanie rozkładu liczby Macha (a) i kąta wylotowego (b) z pomiarami
Fig. 2.17. Comparison of the distribution of Mach's number (a) and the outlet angle (b) with results of measure

Widać, że uzyskane rezultaty wskazują na dobrą zgodność obliczeń z eksperymentem. Stosunkowo największą rozbieżność uzyskano przy podstawie łopatki. Wpływ na to ma strata brzegowa na wewnętrznym ograniczeniu kanału łopatkowego. Aleksiejewa [4] zaleca rozłożenie tej straty na wysokości równej cięciwie profilu. Przyjmując do obliczeń takie rozłożenie strat (na wysokości równej cięciwie profilu łopatki wirnikowej), otrzymano w tej strefie rozkład parametrów odbiegający od pomiarów (krzywa 1 na rys. 2.17). Zwiększenie oddziaływania straty brzegowej w wieńcu wirnikowym do wysokości równej cięciwie łopatek kierowniczych (wielkość Δl_p we wzorze (3.17)) zbliża wyniki obliczeń do danych pomiarowych (krzywa 2 na rys. 2.17). Na rysunku 2.18 przedstawiono rezultaty obliczeń ciśnienia całkowitego za tym stopniem, wykonane przy założeniu, że strata brzegowa u podstawy oddziałuje na wysokości równej cięciwie łopatek kierowniczych. Dodatkowo zilustrowano na nim rezultaty obliczeń wykonane metodą 3D [113].



Rys. 2.18. Rozkład ciśnienia całkowitego za stopniem
Fig. 2.18. Distribution of the total pressure at the outlet of the stage

Na osi rzędnych rys. 2.17 i 2.18 przedstawiono względną wysokość łopatki. Określono ją ze wzoru \bar{l}

$$\bar{l} = \frac{r - r_w}{r_z - r_w},$$

gdzie: r , r_w , r_z – odpowiednio promień obliczeniowy, wewnętrzny i zewnętrzny wieńca łopatkowego.

Opracowany model obliczeń 2D zweryfikowano także z wynikami eksperymentu dla dwóch obciążeń częściowych.

Pierwszy zestaw danych wg [81] i [82] zawierał następujące wielkości:

- ciśnienie całkowite pary w przekroju wlotowym stopnia $p_{0c}=0.01741$ MPa,
- entalpia całkowita pary w przekroju wlotowym stopnia $i_{0c}=2533.789$ kJ/kg,
- statyczne ciśnienie pary za stopniem (na średnim promieniu) $p_2=0.01020$ MPa.

Dane pomiarowe drugiego zestawu danych pomiarowych były następujące:

- $p_{0c}=0.01696$ MPa,
- $i_{0c}=2532.517$ kJ/kg,
- $p_2=0.00806$ MPa.

Wielkością charakteryzującą pracę stopnia dla wymienionych warunków obciążenia częściowego jest względne objętościowe natężenie przepływu. Można je zdefiniować jako stosunek objętościowego strumienia pary na wylocie stopnia w warunkach zmienionych \bar{V}_2 do strumienia dla obciążenia obliczeniowego \bar{V}_{20} :

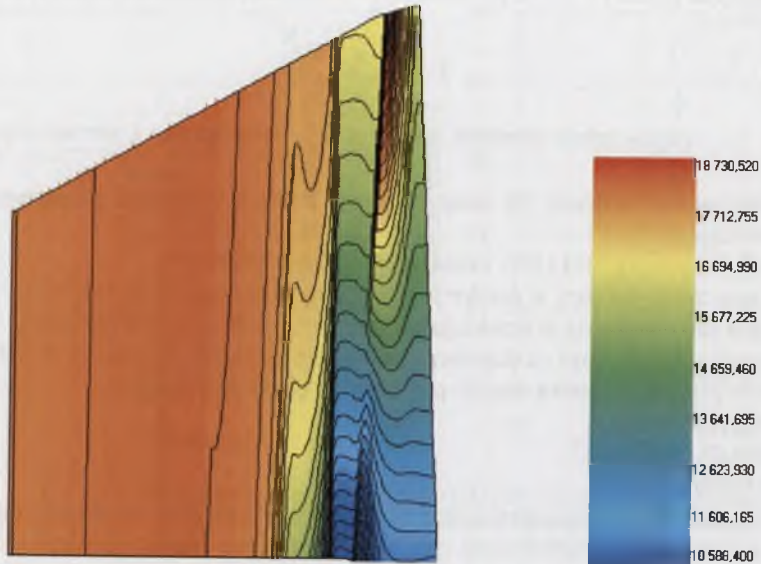
$$\bar{V}_2 = \frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_{20}} = \frac{\dot{m}v_2}{(\dot{m}v_2)_0}$$

Wartość tej wielkości dla pierwszego zestawu danych pomiarowych wynosiła $\bar{V}_2 = 0.48$,

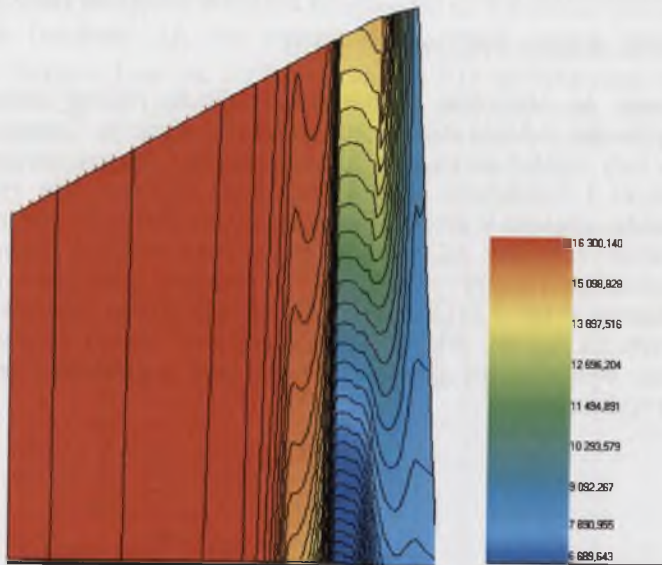
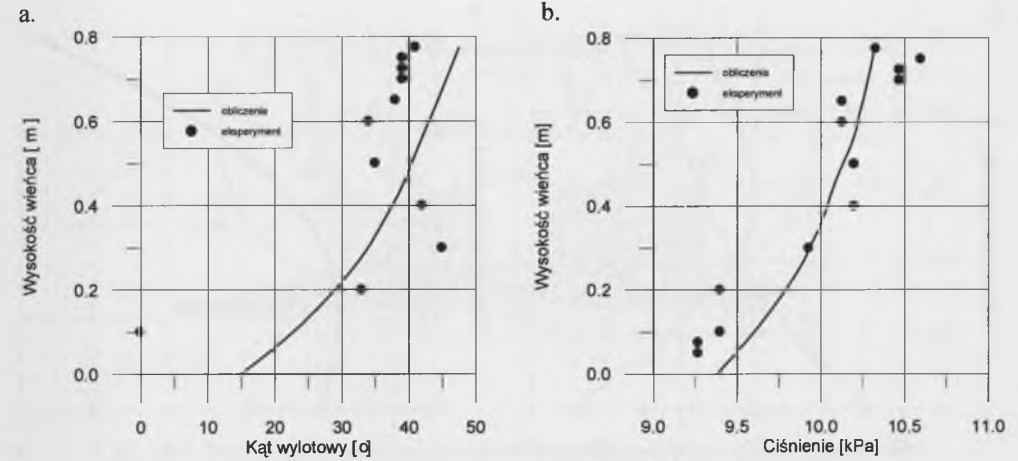
natomiast dla zestawu drugiego była równa $\bar{V}_2 = 0.72$.

Zwraca uwagę, że obliczenie eulerowskiego układu równań zachowania było poprzedzone określeniem rozkładu strat wzdłuż wysokości wieńców. Danymi wejściowymi do tych obliczeń były rozkład parametrów kinematycznych i termodynamicznych pary w przekroju wlotowym i wlotowym wieńca oraz jego geometria. Na rysunkach 2.19 przedstawiono rozkład ciśnienia w przekroju merydionalnym stopnia dla pierwszego zestawu danych pomiarowych, natomiast na rys. 2.20 dla zestawu drugiego. Rezultaty obliczeń ciśnienia spoczynkowego i kątów wylotu pary za stopniem porównano z wartościami pomierzonymi. Ilustruje to rys. 2.21. Rysunek 2.22 pokazuje rozkład ciśnienia statycznego u podstawy i wierzchołka stopnia. Widoczny jest u podstawy łopatki przyrost ciśnienia w wirniku w wyniku wyhamowania przepływu, co stanowi o oderwaniu przepływu i co obserwowano w pomiarach.

Pressure (9950-16750) with step 250

Rys. 2.19. Rozkład ciśnienia w przekroju merydionalnym stopnia $\bar{V}_2=0.48$ Fig. 2.19. Distribution of pressure in the meridional section of the stage at $\bar{V}_2=0.48$

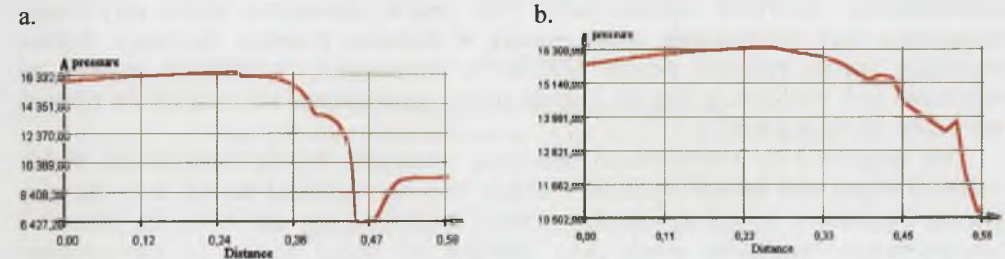
Pressure (6400-16400) with step 250

Rys. 2.20. Rozkład ciśnienia w przekroju merydionalnym stopnia dla $\bar{V}_2=0.72$ Fig. 2.20. Distribution of pressure in the meridional section of the stage at $\bar{V}_2=0.72$ 

Rys. 2.21. Rozkład kąta wylotowego strumienia ze stopnia (a) i rozkład ciśnienia całkowitego (b) dla obciążenia częściowego

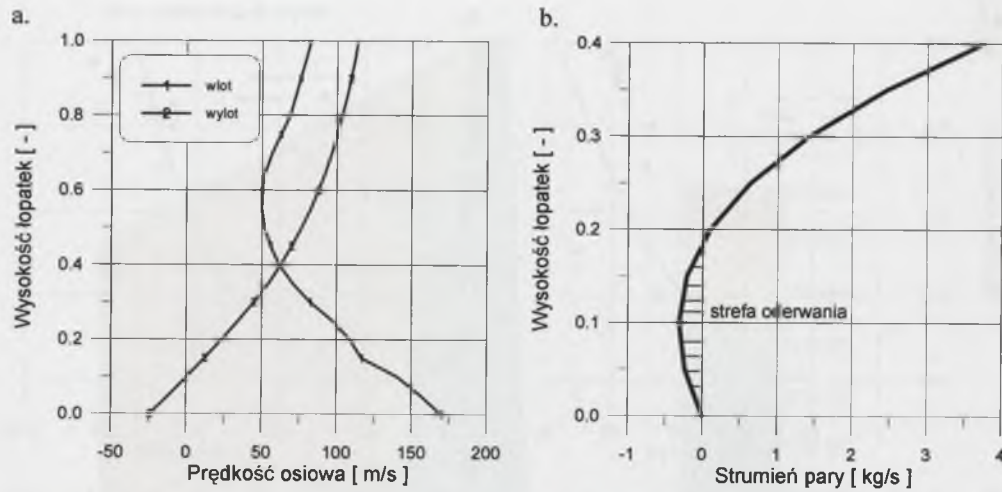
Fig. 2.21. Distribution of the outlet angle of the stream at outlet of the stage (a) and of the total pressure (b) at a partial load

Przy wzroście ciśnienia za stopniem u podstawy łopatki prędkość osiowa może nawet zmieniać kierunek (rys. 2.23a) i pojawiają się wówczas przepływy zwrotne. Opracowana metoda 2D obliczeń stopnia pozwala na takie obliczenie wymiaru oderwania u stopy łopatki wirnikowej (rys. 2.23b). Dla zbadanych przypadków obciążenia stopnia otrzymano wyniki jakościowo zgodne z eksperymentem [66].



Rys. 2.22. Rozkład ciśnienia statycznego w stopniu: (a) u podstawy, (b) na wierzchołku

Fig. 2.22. Distribution of the static pressure in the stage: (a) at the root, (b) at the top



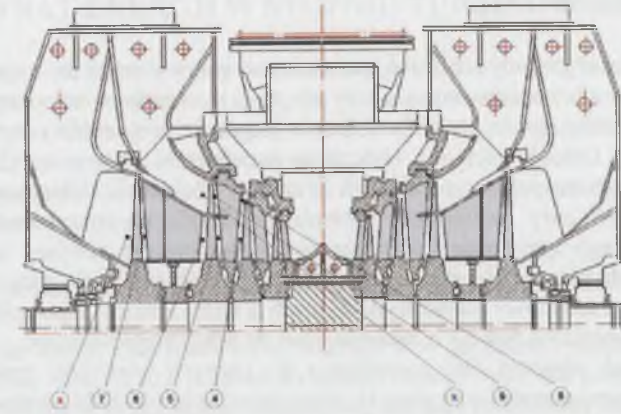
Rys. 2.23. Rozkład prędkości osiowej na wlocie i wylocie z wieńca wirnikowego (a) i wysokość strefy oderwania za ostatnim stopniem (b)

Fig. 2.23. Distribution of the axial velocity at the inlet and outlet of the rotor blades (a) and the height of the flow separation zone at outlet the last stage (b)

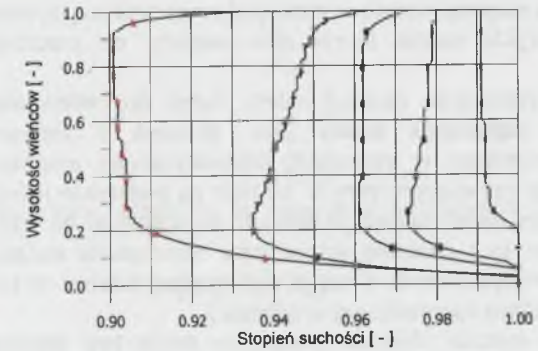
2.4.3. Wyznaczenie warunków brzegowych do obliczeń trójwymiarowych

Przedstawiona metoda dwuwymiarowych obliczeń przepływu przy uwzględnieniu pary wodnej jako gazu rzeczywistego może być wykorzystana do określenia warunków brzegowych dla trójwymiarowego modelu przepływu, co wynika z modułowego hierarchicznego algorytmu obliczeń turbin [20]. Jest to szczególnie ważne przy ocenie parametrów pary w stopniach, które pracują w obszarze przejścia fazowego. Szybko wykonana analiza rozkładu stopnia suchości w poszczególnych wieńcach pozwala na wskazanie tych wieńców, w których wystąpi proces spontanicznej kondensacji dla różnych warunków obciążenia turbiny.

Na rysunku 2.25 przedstawiono obliczenia rozkładu stopnia suchości dla dwóch ostatnich stopni (dół stopnia Baumana i ostatni stopień), natomiast na rys. 2.26 dla góry stopnia Baumana w części niskoprężnej turbiny kondensacyjnej 200 MW, dla jednego z rozpatrywanych warunków pracy [34]. Schemat tej części turbiny z zaznaczonymi przekrojami obliczeniowymi zilustrowano na rys. 2.24.

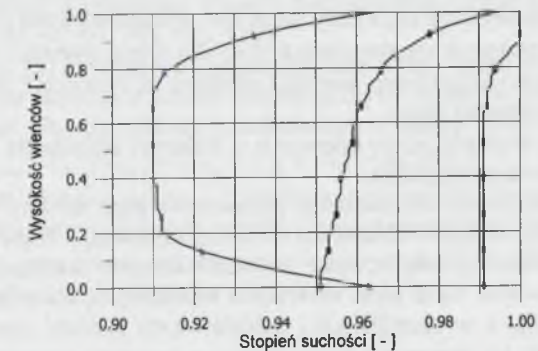


Rys. 2.24. Schemat części niskoprężnej turbiny z zaznaczonymi przekrojami obliczeniowymi
 Fig. 2.24. Diagram of the low-pressure unit of the turbine with marked calculated cross-section



Rys. 2.25. Rozkład stopnia suchości w części NP

Fig. 2.25. Distribution of degree of dryness in the low-pressure unit



Rys. 2.26. Rozkład stopnia suchości w górnej części stopnia Baumana
 Fig. 2.26. Distribution of degree of dryness in the Bauman stage

2.5. Podsumowanie

Przedstawione algorytmy obliczeń parametrów pary w turbinie opracowane zostały głównie pod kątem ich zastosowania i łatwej adaptacji w zagadnieniach diagnostyki cieplno-przepływowej układów cieplnych siłowni oraz w zagadnieniach analizy wytrzymałościowej elementów turbin. Umożliwiają one obliczenia parametrów pary w turbinie dla różnych warunków pracy turbozespołu, wynikających ze zmiany obciążenia elektrycznego i cieplnego, różnych parametrów pary zasilającej, ciśnienia w skraplaczu oraz parametrów upustów cieplowniczych. Tego typu podejście może być wykorzystane również w zagadnieniach związanych z modernizacją układów cieplnych elektrociepłowni (dla sezonu grzewczego i letniego), a także przebudowy turbin wynikających z dużej zmiany zapotrzebowania na parę grzejną lub przystosowania turbiny kondensacyjnej do pracy cieplowniczej.

W algorytmach obliczeń linii rozprężania dla różnych warunków pracy turbozespołu zastosowano zarówno metody opierające się na wyznaczaniu rozkładu parametrów w turbinie na podstawie równań przelotowości zapisanych dla grup stopni turbiny, jak również znacznie bardziej złożone metody oparte na rozwiązaniu równań zachowania w stopniach turbiny w modelu 1D i 2D.

W zagadnieniach rozpatrywanych w niniejszej pracy wykorzystywano zarówno jedną jak i drugą metodę. Zwykle można łączyć obie metody, co znacznie upraszcza sposób rozwiązywania.

W diagnostyce (zwłaszcza on-line) należy dążyć do budowania w miarę prostych algorytmów, które zapewniają krótki czas obliczeń i jednocześnie umożliwiają programowanie sterowników w systemach automatycznego uruchamiania turbozespołu. Wyznaczenie rozkładu parametrów pary w turbinie na podstawie jedno- i dwuwymiarowej metody obliczeń może także dostarczyć danych wejściowych do trójwymiarowej analizy przepływu. Upraszcza to i znacznie skraca czas rozwiązania zadania, szczególnie przy obliczeniach wieńców łopatkowych w części niskoprężnej turbiny, w których mogą pojawić się warunki do wystąpienia spontanicznej kondensacji.

Dwuwymiarowa metoda obliczeń przepływu może być również wykorzystana w projektowych zadaniach optymalizacyjnych i do badania wpływu wybranych wielkości geometrycznych na charakterystyki stopni.

Z porównania rezultatów obliczeń z pomiarami ostatniego stopnia części niskoprężnej turbiny wynika, że rozpatrywane algorytmy mogą być wykorzystywane do wyznaczenia:

- parametrów przepływu w stopniach turbiny dla różnej wartości obciążenia,
- warunków pracy stopnia (np. wartości ciśnienia za stopniem), dla których będzie on pracować z poborem mocy,
- przybliżonej wielkości strefy oderwania u podstawy stopnia dla zadanego strumienia masy i ciśnienia za stopniem.

Przedstawione algorytmy wyznaczania parametrów pary na linii rozprężania zostały zastosowane do analizy obiegów elektrowni i elektrociepłowni, a także do oceny trwałości elementów turbin. Stanowią one również element układów automatycznego sterowania eksploatacją turbozespołów. Są to bloki ograniczeń termicznych, których zadaniem jest takie sterowanie eksploatacją, a w szczególności nieustalonymi stanami pracy turbiny, aby nie przekraczać w żadnym jej elemencie dopuszczalnego poziomu naprężeń zagrażających jej żywotności oraz system optymalnego uruchamiania turbin, w którym następuje przeliczenie optymalnych wartości przyrostu temperatury pary omywającej elementy turbiny na parametry procesowe, np. zmianę mocy turbiny. Układy te pracują z powodzeniem w turbinach zainstalowanych w krajowej energetyce.

3. OCENA STRAT ENERGII W STOPNIU TURBINOWYM

Złożoność zjawisk przepływowych utrudnia ogólny zapis strat energii od wszystkich parametrów przepływu i geometrii stopnia. Z tego powodu straty rozdziela się na poszczególne grupy, różniące się uwarunkowaniami fizycznymi, geometrycznymi i innymi. Zwykle podaje się następującą klasyfikację strat:

1. Straty łopatkowe
2. Straty pozałopatkowe.

3.1. Straty w przepływie przez wieńce łopatkowe turbin parowych

Istnieje wiele metod określania strat przepływu w palisadach łopatkowych. Niektóre pozwalają otrzymać rozkład strat wzdłuż wysokości łopatek tylko dla palisad płaskich. Inne, uwzględniające przepływ przez wieńce łopatkowe, nie dają możliwości znalezienia rozkładu strat wzdłuż wysokości łopatek.

Stratę przepływu przez wieńiec łopatkowy definiuje się dla łopatek kierowniczych w postaci:

$$\zeta' = 1 - \left(\frac{c_t}{c_{1s}} \right)^2 \quad (3.1)$$

oraz dla łopatek wirnikowych:

$$\zeta'' = 1 - \left(\frac{w_*}{w_{2s}} \right)^2 \quad (3.2)$$

W każdej strudze straty przepływu są sumą strat profilowych ζ_p , brzegowych ζ_b i dodatkowych ζ_d .

$$\zeta = \zeta_p + \zeta_b + \zeta_d \quad (3.3)$$

3.1.1. Ocena strat łopatkowych

Straty profilowe w wieńcach łopatkowych można modelować na podstawie różnych korelacji podanych przez Aleksiejewą, Traupla, Szczegłajewą, Craiga-Coxa i innych autorów np. w [4, 37, 51, 64, 85, 90, 93, 104, 108, 110].

Przedstawione w [4] korelacje uwzględniają dużą liczbę badań eksperymentalnych. Ich przydatność polega na określeniu udziału poszczególnych rodzajów efektów dyssypacyjnych w całym bilansie strat. Stratę profilową przedstawiono w postaci sumy:

$$\zeta_{proo} = (\zeta_t + \zeta_{kr}) + \Delta\zeta_{\lambda_{2s}} + \zeta_{fal} + \Delta\zeta_t + \Delta\zeta(\Delta\beta_1) \quad (3.4)$$

Składowe tej straty określa się na podstawie parametrów geometrycznych wieńców łopatkowych oraz parametrów kinematycznych i termodynamicznych strumienia:

- straty tarcia ζ_t przy zerowym kącie natarcia i optymalnych wielkościach λ_{2s} (liczba Laval'a na wylocie) i \bar{t} (podziałka względna)

$$\zeta_t = \zeta_1(K, \beta_{1g}, \beta_{2g}, B) \quad (3.5)$$

- straty krawędziowe ζ_{kr}

$$\zeta_{kr} = \zeta_2(d_2, t_2, \beta_2, \beta_{2g}, p_{1c}, p_2) \quad (3.6)$$

- przyrost straty $\Delta\zeta_{\lambda_{2s}}$ w wyniku odchylenia liczby Laval'a λ_{2s} od wartości optymalnej

$$\Delta\zeta_{\lambda_{2s}} = \zeta_3(K, p_{1c}, p_2, \beta_{1g}, \beta_{2g}, \zeta_t, \zeta_{kr}) \quad (3.7)$$

- straty falowe ζ_{fal} (występujące gdy $\lambda_{2s} > 1$)

$$\zeta_{ful} = \zeta_4(\beta_{2g}, p_{1c}, p_2) \quad (3.8)$$

- przyrost strat $\Delta\zeta_i$ na skutek różnej od optymalnej podziałki względnej ($\bar{t} \neq \bar{t}_{opt}$)

$$\Delta\zeta_{opt} = \zeta_5(K, p_{1c}, p_2, \beta_{1g}, \beta_{2g}, t_2, b, B, B_{uo}, \zeta_i, \zeta_{kr}) \quad (3.9)$$

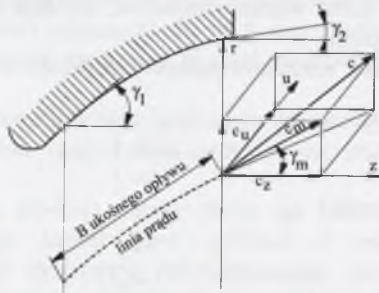
- przyrost strat $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$ związanych z kątem natarcia $\Delta\beta_1 = (\beta_{1g} - \beta_1)$

$$\Delta\zeta(\Delta\beta_1) = \zeta_6(\beta_{1g}, \beta_1, d_{1n}, t_1, \gamma_m, M_1, M_{2s}) \quad (3.10)$$

Zwykle na podstawie zależności (3.4) określa się straty przepływu przez palisadę prostą z uwzględnieniem ukośnego opływu łopatek. Następnie wprowadza się poprawkę uwzględniającą przepływ przez wieniec łopatkowy w każdym przekroju wzdłuż wysokości łopatki. Stratę profilową ζ_p wyznacza się z procedury:

$$\zeta_p = \zeta_p(\beta_2, p_{1c}, p_2, l, d_{sr}, z, B_{sr_uo}, B_{z_uo}, B_{i_uo}, \zeta_{prcc}) \quad (3.11)$$

Oznaczenia w przepływie ukośnym przedstawiono na rys. 3.1.



Rys. 3.1. Oznaczenia dla wyznaczania strat przez wieniec łopatkowy
Fig. 3.1. Denotations for the determination of losses by the blade rim

Sumę strat brzegowych, odniesionych do długości łopatki równej cięciwie profilu, określa się najpierw dla palisady prostej, a następnie wnosi się poprawki uwzględniające przepływ przez wieniec łopatkowy.

Aleksiejewa straty brzegowe palisady przedstawia w postaci sumy:

$$\zeta_{bao} = \zeta_{b_bu} + \Delta\zeta_b(\Delta\beta_1), \quad (3.12)$$

gdzie:

$\zeta_{b_bu} = \zeta_{b_bu}(K, \beta_{1g}, \beta_{2g}, p_{1c}, p_2, t_2, b, \beta_2, \zeta_{prcc}[\Delta\zeta(\Delta\beta_1)=0])$ – straty brzegowe przy zerowym kącie natarcia,

$\Delta\zeta_b(\Delta\beta_1) = \Delta\zeta_b(K, \beta_{1g}, \beta_{2g}, \beta_1)$ – przyrost strat związanych z kątem natarcia.

Wyznaczenie strat brzegowych w wieniec łopatkowym dokonuje się za pomocą procedur oddzielnie dla podstawy i u wierzchołka łopatki:

$$\zeta_{bp} = \zeta_{bp}(\beta_1, \beta_2, z, M_1, M_{2s}, \zeta_{bao}) \quad (3.13)$$

i wierzchołka łopatki:

$$\zeta_{bw} = \zeta_{bw}(\beta_1, \beta_2, d_{sr}, l, z, \gamma_{1z}, \gamma_{2z}, M_1, M_{2s}, \zeta_{bao}) \quad (3.14)$$

Wpływ szczeliny promieniowej o wysokości s , u podstawy (dla wienców kierujących) i u wierzchołka (dla wienców wirujących) określa się na podstawie procedury:

$$\zeta_{sz_p} = \zeta_{sz_p}(\beta_1, \beta_2, b, B, B_{uo}, M_1, M_{2s}, s) \quad (3.15)$$

Liczbę K określa się zależnością:

$$K = \frac{r_1 \Delta r_1 \cos \gamma_1 \sin \beta_{1g}}{r_2 \Delta r_2 \cos \gamma_2 \sin \beta_{2g}} \quad (3.16)$$

Straty brzegowe u podstawy i u wierzchołka wienca oraz straty wywołane wpływem szczeliny rozkłada się wzdłuż wysokości wienca.

Rozkładu straty brzegowej przy podstawie łopatki wzdłuż wysokości wienca można dokonać za pomocą zależności:

$$\zeta_{ib} = \zeta_{bp} \frac{\left(1 - \frac{r_i - r_p}{l} \frac{l}{\Delta l_p}\right)^n}{\frac{l}{n+1}}, \quad (3.17)$$

gdzie:

ζ_{ib} – strata brzegowa na promieniu r_i ,

ζ_{pb} – sumaryczna strata brzegowa przy podstawie wienca wyznaczona ze wzoru (3.13),

r_p – promień podstawy wienca,

l – wysokość łopatki,

Δl_p – wysokość łopatki, na której oddziałuje strata brzegowa, $n = 2, 3, 4, 5$.

Podobnie wyznacza się rozkład strat dla wierzchołka łopatki. Procedura wyznaczania strat brzegowych wzdłuż wysokości umożliwi różny sposób ich rozkładu (dla przyjętej wartości liczby n oraz wysokości oddziaływania straty Δl_p).

Opierając się na zależnościach (3.4)-(3.17), opracowano procedury obliczeń rozkładu strat profilowych i brzegowych wzdłuż wysokości łopatek. Dane wejściowe do obliczeń tych strat stanowią rozkłady geometrycznych parametrów palisady:

- cięciwy profilu $b(r)$,
- szerokości palisady $B(r)$,
- podziałki $t(r)$,
- średnic krawędzi natarcia $d_{1n}(r)$ i splywu $d_{2s}(r)$,
- geometrycznego kąta wlotowego $\alpha_{0g}(r)$ i $\beta_{1g}(r)$,
- geometrycznego kąta wylotowego $\alpha_{1g}(r)$ i $\beta_{2g}(r)$,
- liczby łopatek z ,
- stosunku średniej średnicy wienca do wysokości łopatek D_{sr}/l ,
- wielkość szczeliny promieniowej s oraz geometryczna postać powierzchni ograniczających kanał łopatkowy w przekroju merydionalnym

oraz parametrów strumienia na wlocie i parametrów izentropowego przepływu na wylocie z wienca:

- parametrów spoczynkowych na wlocie palisady $p_{1c}(r)$ i $i_{1c}(r)$,
- ciśnienia za palisadą $p_2(r)$,
- wlotowego ($\alpha_0(r)$ i $\beta_1(r)$) i wylotowego ($\alpha_1(r)$ i $\beta_2(r)$) kąta strumienia.

Przedstawionej w [4] metody nie można wykorzystać do wyznaczenia strat brzegowych w jednowymiarowych obliczeniach stopni. Po przeprowadzeniu analizy przedstawionych w literaturze różnych metod wyznaczania tych strat do ich określenia w jednowymiarowym modelu przepływu wykorzystano zależności podane przez Traupla [108]. Można je przedstawić je w postaci funkcji:

$$\zeta_b = f(\zeta_p, t/b, \Delta\alpha(\Delta\beta), c_0/c_1 (w_1/w_2), b/l), \quad (3.18)$$

gdzie:

ζ_p – straty profilowe,

t/b – stosunek podziałki do cięciwy profilu,

$\Delta\alpha = 180 - (\alpha_0 + \alpha_1)$ – kąt odchylenia w palisadzie łopatek kierowniczych,

$\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$ – kąt odchylenia w palisadzie łopatek wirnikowych,

b/l – stosunek cięciwy profilu do wysokości łopatki,

$c_0/c_1, (w_1/w_2)$ – stosunek prędkości na wlocie do prędkości na wylocie palisady kierowniczej i wirnikowej.

Metodykę obliczania strat łopatkowych według Traupla łącznie z oceną strat dodatkowych przedstawiono w [83]. Opracowano ją dla konkretnych zastosowań diagnostycznych.

Straty przepływu (profilowe, brzegowe i dodatkowe oraz pozałopatkowe) można również wyznaczyć na podstawie metody obliczeń strat energii w stopniach turbin ciepłych przedstawionej przez Craiga-Coxa [37]. Metoda ta oparta jest na wyznaczaniu odpowiednich składników strat z wykresów, które zostały opracowane na podstawie badań eksperymentalnych. Dla przeprowadzenia analizy strat w układach łopatkowych turbin tą metodą konieczna jest znajomość podstawowych parametrów kinematycznych i termodynamicznych przepływu oraz geometrii łopatek i kanałów przepływowych.

Straty dodatkowe są związane z odległością wieńców łopatkowych, przykryciami, luzami odkrytymi i zakrytymi, drutami usztywniającymi lub tłumiącymi i innymi czynnikami konstrukcyjnymi. Szerzej przedstawiono je w punkcie 3.3 niniejszego opracowania.

W zagadnieniach optymalizacji stopni wykorzystywano w niniejszej pracy również korelacje zaproponowane przez Qiana i Chena [93]:

$$\zeta_p'(\zeta_p^n) = \frac{0.003}{[\sin \alpha_{0g}(\beta_{1g}) - \sin \alpha_{1g}(\beta_{2g})] \left(\frac{t}{b}\right)_{1,2} + 0.085} + 0.017 \quad (3.19)$$

Optymalną wartość podziałki względnej określa w tym przypadku wzór:

$$\left(\frac{t}{b}\right)_{1,2}^{opt} = 0.09 \frac{\frac{\sin \alpha_{0g}(\beta_{1g})}{\sin \alpha_{1g}(\beta_{2g})}}{\sin[\alpha_{0g}(\beta_{1g}) + \alpha_{1g}(\beta_{2g})]} + 0.46 \quad (3.20)$$

Ich zaletą jest uzależnienie strat i optymalnej podziałki względnej wyłącznie od geometrycznych kątów: na wlocie α_{0g} i na wylocie α_{1g} łopatek kierowniczych oraz na wlocie β_{1g} i na wlocie β_{2g} łopatek wirnikowych. Dlatego można je łatwo włączyć do procedur optymalizacyjnych stopni.

3.1.2. Wpływ odległości wieńców łopatkowych w stopniach turbiny na straty przepływu

Jednym z czynników wpływających na wartość strat dodatkowych w stopniu są występujące za każdym wieńcem łopatkowym nierównomierności w rozkładzie prędkości wywołane śladem krawędziowym. Na podstawie badań doświadczalnych otrzymano wzór pozwalający obliczyć odniesione straty od niestacjonarności ζ_n w palisadzie łopatek wirnikowych [58]:

$$k_n = \frac{\zeta_n - \zeta_0}{\zeta_0} \approx 0,33 \frac{t_w}{t_k} \frac{u}{c_1} (\beta_1 + \beta_2) \sin \alpha_1 \sqrt{\frac{t_k}{x} \zeta_{p0}} \frac{1 - \frac{u}{c_1} \cos \alpha_1}{\left(\frac{u}{c_1}\right)^2 - 2 \frac{u}{c_1} \cos \alpha_1 + 1}, \quad (3.21)$$

gdzie:

- x – osiowa odległość między wieńcem łopatek kierowniczych i wirnikowych,
- t_k – podziałka palisady kierowniczej,
- t_w – podziałka palisady wirnikowej,
- α_1 – kąt efektywny łopatek kierowniczych,
- β_1 i β_2 – kąty strumienia w przepływie względnym (w stopniach),

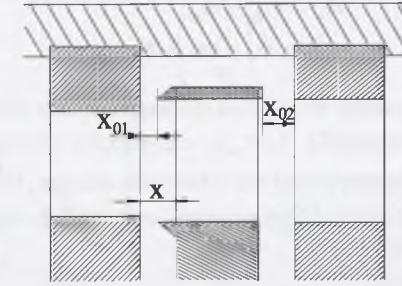
u – prędkość obwodowa,

c_1 – prędkość strumienia w przekroju wylotowym łopatek kierujących,

ζ_{p0} – straty profilowe w palisadzie kierowniczej,

ζ_0 – straty profilowe stacjonarne w palisadzie wirnikowej.

Z równania (3.21) wynika, że straty od niestacjonarności w wieńcu wirnikowym maleją ze wzrostem odległości x między płaszczyzną wylotu z kierownicy a płaszczyzną wlotu do wieńca łopatek wirnikowych (rys. 3.2).



Rys. 3.2. Luzy osiowe w stopniu turbinowym
Fig. 3.2. Axial clearances in the turbine stage

Wzrost odległości między wieńcem stojanowym a wirnikowym prowadzi jednak do przyrostu strat tarcia o ścianki ograniczające kanału łopatkowego.

Nagle rozszerzenie strumienia zachodzące w szczelinie między współpracującymi wieńcami palisady wiąże się z dodatkowymi stratami (tzw. straty przeskokowe). Zależą one głównie od wielkości przykryć oraz od ukształtowania kanału merydionalnego.

Dla stopni komorowych (akcyjnych), gdzie występują luzy otwarte i przykrycia, straty te można w przybliżeniu określić z zależności [108]:

$$\zeta_{a1} = \frac{0,04}{\sin \alpha_1} \frac{x_{01}}{l_1}, \quad \zeta_{a2} = \frac{0,04}{\sin \beta_2} \frac{x_{02}}{l_2}, \quad (3.22)$$

gdzie:

l_1 – wysokość łopatki kierującej,

l_2 – wysokość łopatki wirnikowej,

x_{01} – luz osiowy odkryty przed łopatkami wirnikowymi,

x_{02} – luz osiowy odkryty za łopatkami wirnikowymi.

3.2. Wyznaczenie strat pozałopatkowych

Do strat pozałopatkowych zalicza się straty nieszczelności (przecieku) i straty tarcia elementów wirujących. W opracowaniu procedur tego rodzaju strat korzystano ze wzorów przedstawionych w [6, 37, 63, 104, 110].

Straty przecieków

Na skutek określonego rozkładu ciśnienia w stopniu część czynnika omija kanały łopatkowe i przepływa przez szczeliny, których ze względów konstrukcyjnych nie można w stopniu uniknąć.

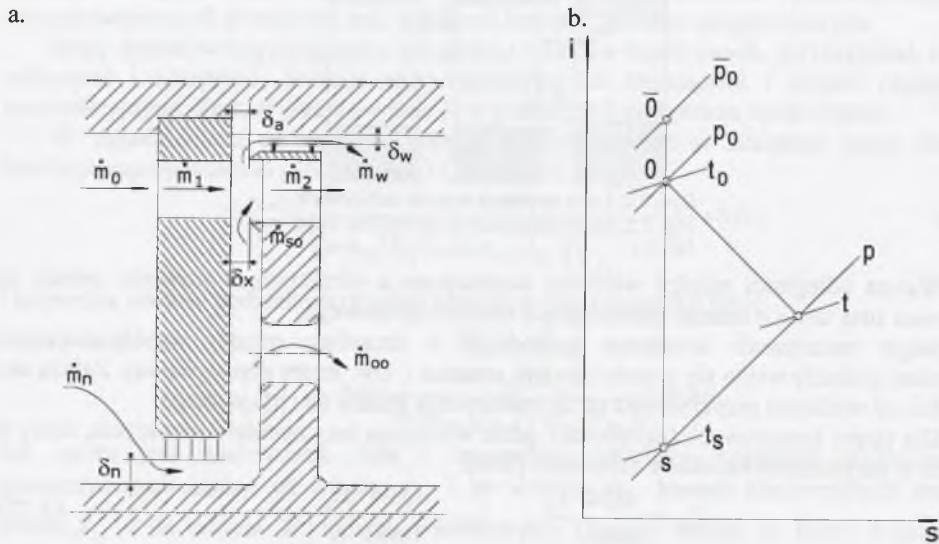
Strukturę przecieków w stopniu komorowym (akcyjnym) przedstawia rys. 3.3a. Przecieki występują w uszczelnieniach między tarczą kierowniczą a wałem \dot{m}_n i między bandażem łopatek wirnikowych a kadłubem \dot{m}_w . Jeżeli tarcza wirnikowa posiada otwory odciążające, wówczas przepływa przez nie strumień \dot{m}_{o0} . Przez szczelinę osiową między tarczą

kierowniczą a wirnikową przepływa strumień przecieku \dot{m}_{so} . Przeciek \dot{m}_n ma zawsze kierunek pokazany na rys. 3.3a. Pozostałe przecieki mogą mieć kierunek pokazany na rysunku lub kierunek odwrotny (ujemny). Zależy to głównie od konstrukcji i parametrów pary, w tym szczególnie udziału dynamicznego wirnika. Przyjmując za dodatnie kierunki przecieków pokazane na rysunku, można napisać następujące równania bilansu masy w kontrolnych przekrojach stopnia:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_0 - \dot{m}_n \quad (3.23)$$

$$\dot{m}_n = \dot{m}_{oo} + \dot{m}_{so} \quad (3.24)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_0 - \dot{m}_n - \dot{m}_w + \dot{m}_{so} \quad (3.25)$$



Rys. 3.3. Struktura przecieków w stopniu komorowym (a), przemiana zachodząca w uszczelnieniu (b)
Fig.3.3. The structure of leakages in the impulse stage (a), thermodynamic process taking place in the sealing (b)

Wykorzystując następnie równanie energii zapisane dla przemiany adiabatycznej i wprowadzając sprawność przemiany η otrzymuje się zależność (rys. 3.3b):

$$(1-\eta)\bar{i}(\bar{p}_0, \bar{i}_0) - i(p, t) + \eta i_s(p, t_s) = 0 \quad (3.26)$$

Związek między parametrami stanu w końcowym punkcie przemiany rzeczywistej i izentropowej opisują zależność (3.26) oraz równanie entropii:

$$s(\bar{p}_0, \bar{i}_0) - s(p, i_s) = 0 \quad (3.27)$$

Sprawność przemiany jest zdefiniowana zależnością:

$$\eta = \frac{c^2}{c_s^2} = \frac{\bar{i}_0 - i}{\bar{i}_0 - i_s} \quad (3.28)$$

Wartości strumieni przecieków określa się na podstawie równania ciągłości

$$\dot{m} = \frac{Fc}{v} \quad (3.29)$$

gdzie:

F - powierzchnia przecieku,

c - prędkość przepływu wyznaczona z równania bilansu energii (3.26),

$$c = \sqrt{\eta} \sqrt{2(\bar{i}_0 - i_s)},$$

v - objętość właściwa pary w końcowym punkcie przemiany.

Wykorzystując równanie ciągłości zapisane w postaci:

$$\dot{m} = \mu \frac{Fc_s}{v_s} \quad (3.30)$$

i uwzględniając (3.28) oraz (3.29) wyznacza się sprawność przemiany:

$$\eta = \left(\mu \frac{v}{v_s} \right)^2 \quad (3.31)$$

Ze wzoru (3.31) określa się sprawność przemiany w otworach odciążających przyjmując liczbę przepływu przez otwory odciążające $\mu_{oo}=0,4$. Obliczenia przepływu przez szczelinę osiową u podstawy łopatki δ_x można prowadzić dla liczby przepływu $\mu_{so}=0,3$.

Dla uszczelnienia wierzchołkowego liczbę przepływu we wzorze (3.31) wyznacza się z zależności:

$$\mu_w = \frac{\delta_{ekw}}{\delta_w} \quad (3.32)$$

Ekwiwalentną szczelinę określa wzór:

$$\delta_{ekw} = \left(\frac{1}{\mu_a^2 \delta_a^2} + \frac{z_w}{\mu_w^2 \delta_w^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.33)$$

gdzie:

z_w - liczba przewężeń uszczelnienia wierzchołkowego,

$\mu_a = 0,5$ - liczba przepływu w szczelinie osiowej u wierzchołka łopatki,

$\mu_w = 0,75$ - liczba przepływu w uszczelnieniu wierzchołkowym.

Dla uszczelnienia tarczy kierowniczej zależność (3.31) przybiera postać:

$$\eta_u = \frac{1}{z_u} \left(\mu_u \frac{v}{v_s} \right)^2 \quad (3.34)$$

gdzie:

z_u - liczba przewężeń uszczelnienia tarczy kierowniczej,

$\mu_u = 0,75$ - liczba przepływu uszczelnienia tarczy kierowniczej.

Podane wartości liczby przepływu przez szczeliny są wartościami średnimi dla akcyjnych konstrukcji stopni. Mogą one być określone dokładniej w oparciu o badania eksperymentalne przedstawione np. w [104].

Na podstawie zależności (3.23)-(3.34) opracowano algorytmy i komputerowe procedury obliczeń struktury przecieków w stopniu komorowym. Równania przepływu zapisane dla przecieków rozwiązuje się metodą kolejnych przybliżeń. Na przykład nieznaną wartość ciśnienia w przestrzeni między tarczą kierowniczą i wirnikową określa się z równania (3.25) poszukując iteracyjnie jego rozwiązania z założoną dokładnością $\Delta \dot{m}$.

Opracowane procedury obliczeń struktury przecieków w stopniu komorowym pozwalają na dokładne określenie strat energii związanych z przeciekami, wyznaczenie siły osiowej działającej na wirnik, jak również umożliwiają analizę warunków brzegowych wymiany ciepła dla elementów stopni komorowych [75].

Przykładowe rezultaty obliczeń przepływów pobocznych oraz parametrów pary między tarczą kierowniczą i wirnikową zamieszczono w tabl. 3.1 (oznaczenia w tablicy jak na rys.

3.3). Pierwszy wariant dotyczy obliczeń dla tarczy wirnikowej nie posiadającej otworów odciążających. Trzeci wariant różni się od drugiego czterokrotnie większą powierzchnią otworów odciążających. Widoczny jest wpływ otworów odciążających na spadek ciśnienia między tarczą kierowniczą i wirnikową.

Tablica 3.1

Rezultaty obliczeń struktury przecieków i parametrów pary

Wariant obliczeń	\dot{m}_n $\left[\frac{kg}{s}\right]$	\dot{m}_{so} $\left[\frac{kg}{s}\right]$	\dot{m}_{oo} $\left[\frac{kg}{s}\right]$	p [MPa]	t [$^{\circ}C$]
1	0.6494	0.6499	0.0	3.1438	355.11
2	0.6572	0.3307	0.3259	3.1334	354.98
3	0.6593	0.1333	0.5251	3.1304	354.95

Przepływy poboczne i ich wpływ na strukturę przepływu w stopniu są w dalszym ciągu badane zarówno eksperymentalnie, np. [49], jak i numerycznie, np. [7]. Szczegółową analizę zmiany luzów na pracę stopni akcyjnych w eksploatacji turbin 13K215 przedstawiono w [47].

Przecieki przez dławnice zewnętrzne turbin można wyznaczyć w oparciu o zależności podane w [110]. Dla przepływu podkrytycznego strumień przecieku \dot{m}_p określa się ze wzoru:

$$\dot{m}_p = \mu F_p \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z p_1 v_1}}, \quad (3.35)$$

natomiast dla krytycznego ze wzoru:

$$\dot{m}_p = \mu F_p \sqrt{\frac{p_1}{(z + 1.246) v_1}} \quad (3.36)$$

Ciśnienie krytyczne wyznacza się z zależności:

$$p_k = \frac{0.818 p_1}{\sqrt{z + 1.246}} \quad (3.37)$$

We wzorach (3.35)–(3.36) poszczególne wielkości oznaczają: F_p – powierzchnia przecieku, p_1, p_2 – ciśnienie przed i za uszczelnieniem, v_1 – objętość właściwa przed uszczelnieniem, μ – liczba przepływu dla uszczelnienia, z – liczba przewężeń uszczelnienia.

Jest rzeczą dość istotną, że przepływy przez uszczelnienia zewnętrzne zmieniają się w zależności od warunków pracy turbiny. Wyznaczoną na podstawie wzorów (3.35)–(3.37) zmianę strumieni przecieków zewnętrznych w części wysokoprężnej turbiny 200 MW w czasie uruchamiania turbozespołu według charakterystyki pokazanej na rys. 3.4 przedstawiono na rys. 3.5a.

Zależności (3.35) – (3.37) można wykorzystać również do obliczeń przecieków przez uszczelnienia tarcz kierowniczych.

Straty związane z tarciami wirujących elementów w parze

Różne metody określania mocy tarcia wirującej tarczy przedstawił autor w [75]. Z przeprowadzonej analizy wynika, że w algorytmach obliczeń przepływu przez stopnie turbinowe najlepiej wykorzystać zależność podaną w postaci [100]:

$$N_t = K \frac{u_z^3 d_z^2}{2\nu}, \quad (3.38)$$

gdzie:

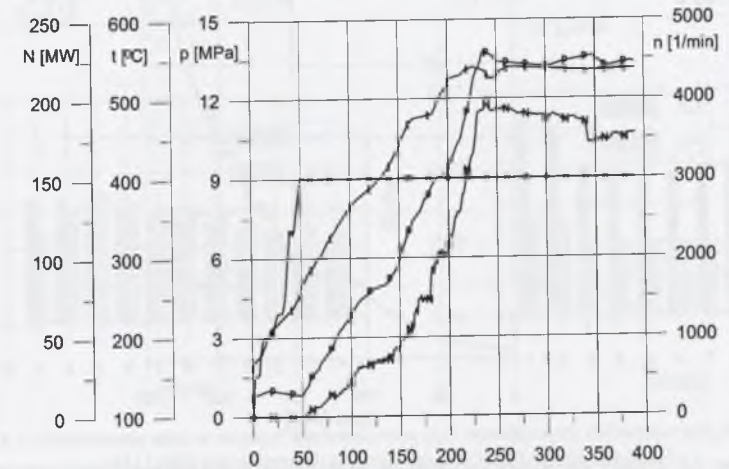
u_z – prędkość obwodowa na zewnętrznej średnicy tarczy d_z ,

ν – objętość właściwa pary.

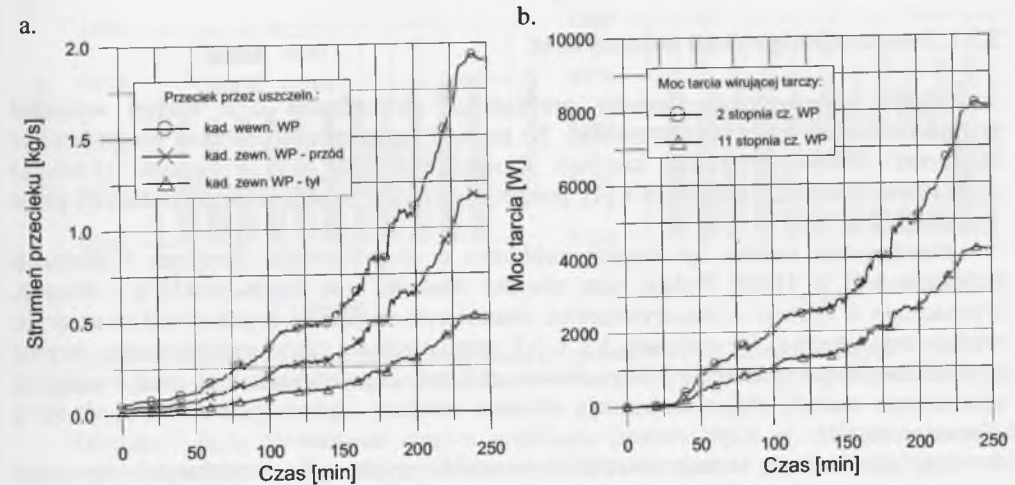
Współczynnik K we wzorze (3.38) zależy głównie od liczby Reynoldsa $Re = u_r z / \nu$, struktury przepływu w szczelinie, względnej szerokości szczeliny s/r_z oraz chropowatości powierzchni. W przypadku przepływu turbulentnego w szczelinie między tarczą wirnikową i kierowniczą przyjmuje się następującą zależność dla współczynnika K :

$$K = 0.025 \left(\frac{s}{r_z}\right)^{0.1} Re^{-0.2} \quad (3.39)$$

Wyznaczoną ze wzoru (3.38) zmianę mocy tarcia tarcz wirnikowych w części WP turbiny w czasie uruchamiania turbozespołu według charakterystyki pokazanej na rys. 3.4 przedstawiono na rys. 3.5b.



Rys. 3.4. Charakterystyka uruchomienia turbozespołu
Fig. 3.4. Characteristics of starting a turbine set

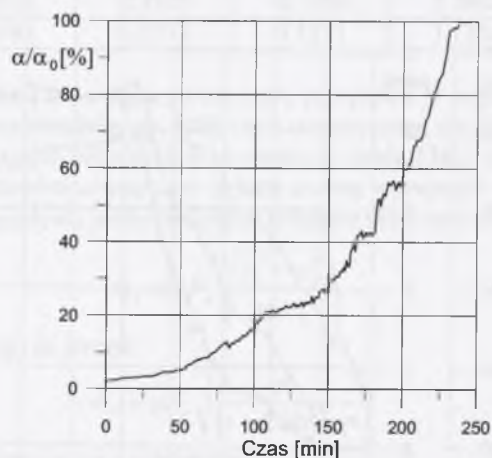


Rys. 3.5. Zmiana strumieni przecieków zewnętrznych (a) oraz zmiana mocy tarcia wirujących tarcz w cz. WP (b)

Fig. 3.5. Change of flow rate of external leakages (a) and change of the friction power of the rotating disks in the HP unit (b)

Obliczenia przebiegu parametrów pary w układzie przepływowym turbiny i poza nim (łoki odciążające, uszczelnienia, przestrzeń międzykadłubowa) w czasie uruchamiania turbozespołu są wykorzystywane w analizie wytrzymałościowej elementów turbiny. Wyznaczone na ich podstawie przebiegi współczynników wnikania ciepła stanowią wraz z parametrami pary warunki brzegowe do wyznaczenia stanu naprężeń w elementach.

Na rysunku 3.6 przedstawiono czasowy przebieg względnego współczynnika wnikania ciepła (odniesionego do wartości współczynnika w nominalnych warunkach pracy α_0) na powierzchni tarczy wirnikowej 2 stopnia części wysokoprężnej turbiny 200 MW w czasie uruchamiania turbozespołu dla charakterystyki pokazanej na rys. 3.4.



Rys. 3.6. Zmiana współczynnika wnikania ciepła w czasie uruchamiania turbozespołu
Fig. 3.6. Change of the surface film conductance during the starting of the turbine set

3.3. Wybór procedur obliczeń strat

3.3.1. Propozycje algorytmu obliczeń strat

Wybór odpowiednich procedur przydatnych do obliczeń strat energii wymagał przeprowadzenia analizy parametrycznej. Po analizie wstępnej zdecydowano przeprowadzić obliczenia z wykorzystaniem korelacji Craiga-Coxa [37] oraz związków (3.4-3.11) przedstawionych przez Aleksiejewą [4], połączonych z zależnościami (3.18) podanymi przez Traupla [108].

Przedmiotem analizy był stopień turbinowy o ułopatkowaniu akcyjnym i geometrii przedstawionej w [104]. Podano tam również wartości strat łopatkowych w wieńcach, wyznaczone w oparciu o eksperymentalne charakterystyki palisad łopatkowych tworzących wieńce tego stopnia. W tablicach 3.2 i 3.3 przedstawiono straty analizowanego stopnia wyznaczone eksperymentalnie i na podstawie obliczeń. Z porównania tych strat wynika, że analizowane metody obliczeniowe dają zbliżone rezultaty zapewniające dobrą zgodność z eksperymentem.

Nie potwierdzają jednak zbieżności wyników uzyskanych rozważanymi metodami obliczenia strat w stopniach części wysokoprężnej turbiny 200 MW. Na rysunkach 3.7a i 3.7b przedstawiono porównanie strat w wieńcach łopatkowych stopni, natomiast na rys. 3.8a i 3.8b stosunki prędkości rzeczywistej do izentropowej w tych wieńcach.

Tablica 3.2

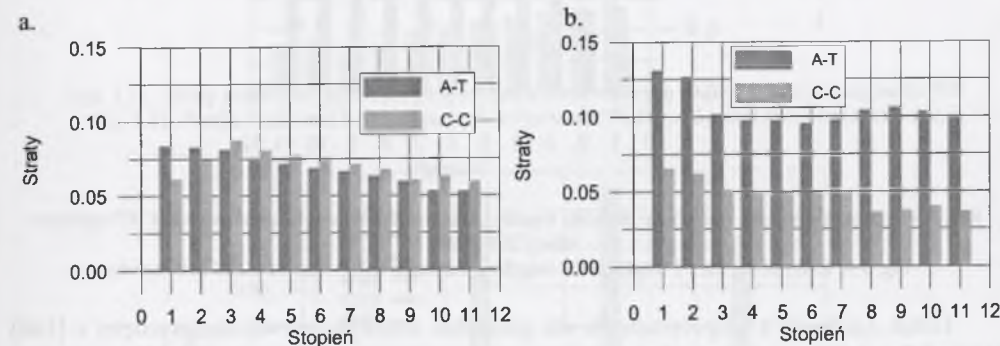
Porównanie strat bezwzględnych w stopniu turbinowym

Straty	Według [104]	Według [4] i [108]	Według [37]
Δh_D [kJ/kg]	4.0842	4.3012	4.2005
Δh_R [kJ/kg]	2.5883	2.5401	2.3702

Tablica 3.3

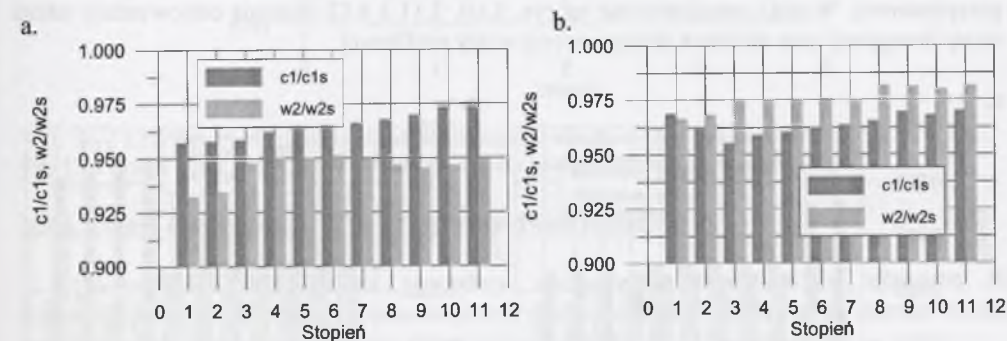
Porównanie strat względnych w stopniu turbinowym

Straty	Według [104]	Według [4] i [108]	Według [37]
ζ_k [-]	0.085	0.0895	0.0874
ζ_w [-]	0.176	0.1727	0.1612



Rys. 3.7. Porównanie strat w wieńcu: kierowniczym (a) i wirnikowym (b) wyznaczanych metodą [4] i [108] (oznaczenie A-T) oraz metodą [37] (oznaczenie C-C)

Fig. 3.7. Comparison of losses in the stator (a) and rotor (b) blades, determined by means of the method [4] and [108] (denotation A-T) as well as the method [37] (denotation C-C)

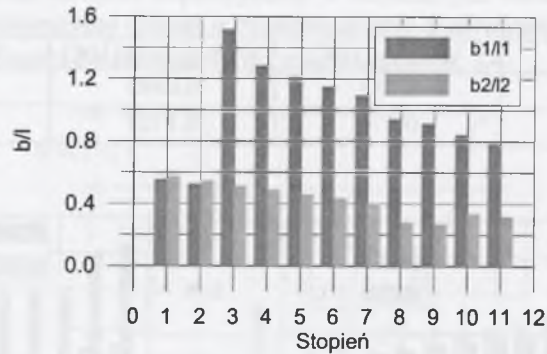


Rys. 3.8. Stosunek prędkości dla strat wyznaczanych: metodą [4] i [108] (a) oraz według [37] (b)

Fig. 3.8. Velocity ratio for losses determined by means of the method [4] and [108] (a) and the method [37] (b)

Wynika z nich, że wartości strat w wieńcach kierowniczych są zbliżone, natomiast otrzymano duże różnice dla wieńca wirnikowego. Wyznaczone na podstawie [37] stosunki prędkości względnych w_2/w_{2s} mają wyższe wartości od stosunków prędkości c_1/c_{1s} . Ponieważ analizowane stopnie są typu akcyjnego, to wartość stosunku prędkości dla wieńca wirnikowego powinna być niższa od stosunku prędkości dla wieńca kierowniczego. Wyjaśnienia tej rozbieżności można poszukiwać analizując wpływ długości cięciwy do

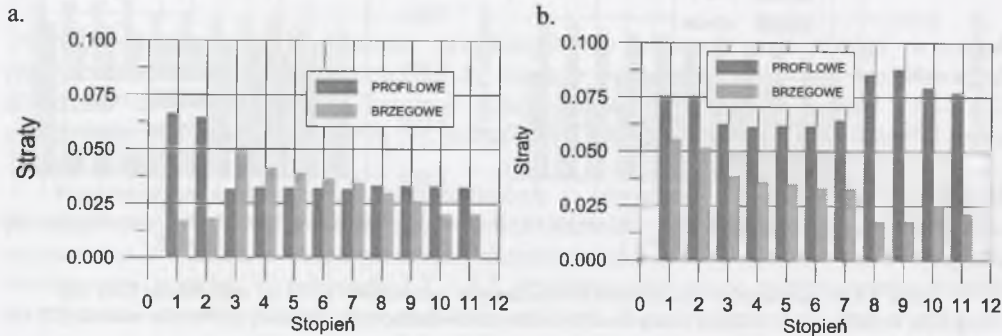
długości łopatki na straty. Stosunek b/l dla stopnia przedstawionego w [104] wynosił dla kierownicy $b/l=2.5$ i $b/l=1.0965$ dla łopatek wirnikowych. Natomiast w części WP turbiny stosunek b/l stopni zawierał się w przedziale 0.27 – 0.55 dla łopatek wirnikowych oraz 0.53 – 0.55 dla dwóch pierwszych i 0.78 – 1.53 dla pozostałych wieńców łopatek kierowniczych (rys. 3.9). Może to wskazywać na mniej dokładną metodę oceny strat brzegowych w modelu Craiga-Coxa dla wieńców o małym stosunku b/l .



Rys. 3.9. Stosunek długości cięciwy do długości łopatki wieńców łopatkowych stopni w części WP turbiny o mocy 200 MW

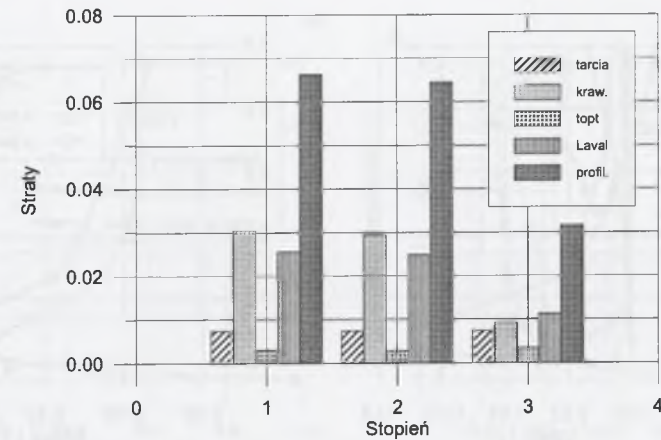
Fig. 3.9. Ratio of the chord length to the length of the blade in the rims of a 200 MW turbine

Dobra zgodność z eksperymentem dla geometrii dwuwymiarowej zaczerpniętej z [104] (tabl. 3.2 i 3.3) oraz wiarygodne rezultaty testowe dla stopni turbiny 200 MW (stopni o zmiennej wysokości) zdecydowały o wyborze metodyki wykorzystującej korelacje określone symbolem (A-T). Dodatkowym argumentem była struktura wykorzystanych procedur, które umożliwiają dekompozycję strat na ich wielorakie składniki. Ten walor ma znaczenie przy ich wykorzystaniu w systemie monitorowania i diagnostyki schematu cieplnego i części przepływowej. Wyniki przedstawione na rys. 3.10, 3.11 i 3.12 ilustrują odpowiednio udział straty brzegowej oraz możliwą dekompozycję straty profilowej.

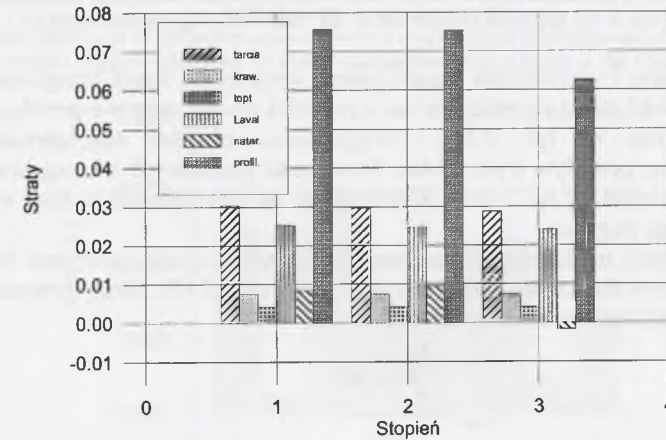


Rys. 3.10. Straty profilowe i brzegowe w łopatkach kierowniczych (a) i wirnikowych (b) cz. WP według [4] i [108]

Fig. 3.10. Profile and boundary losses in the stator blades (a) and rotor blades (b) HP unit according to [4] and [108]



Rys. 3.11. Straty profilowe i jej składowe dla łopatek kierowniczych trzech pierwszych stopni cz. WP
Fig. 3.11. Profile losses and their components in the stator blades of the first three stages HP unit

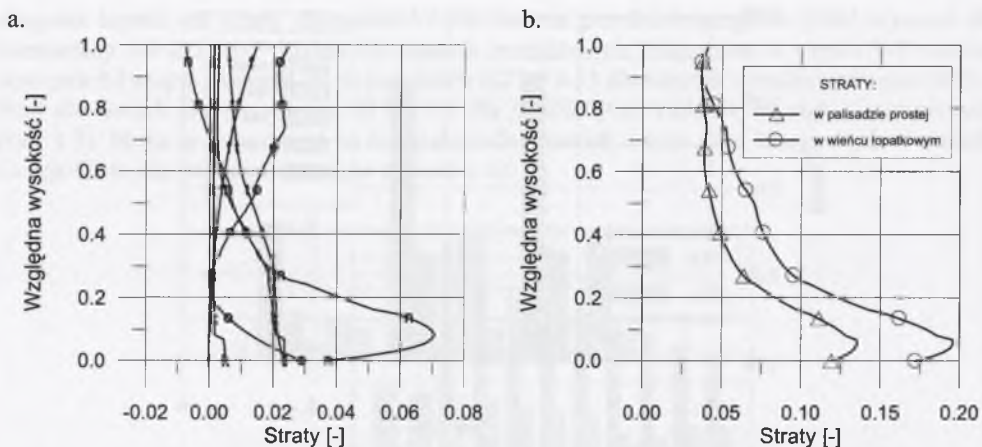


Rys. 3.12. Straty profilowe i jej składowe dla łopatek wirnikowych trzech pierwszych stopni cz. WP
Fig. 3.12. Profile losses and their components in the rotor blades of the first three stages HP unit

3.3.2. Uwagi do obliczeń strat w przepływie dwuwymiarowym

Opracowane przez autora procedury wyznaczania strat zostały włączone do dwuwymiarowych obliczeń parametrów przepływu w wieńcach łopatkowych stopnia metodą krzywizny linii prądu, którą podano wcześniej w rozdziale 2.

Konkretne oceny strat w przepływie dwuwymiarowym przedstawiono na przykładzie wieńca łopatek wirnikowych ostatniego stopnia części niskoprężnej. Zrealizowano je na podstawie opracowanych procedur wyznaczania strat. Najpierw określa się składowe straty profilowych w palisadzie prostej. Rozkład wzdłuż promienia składowych tych strat pokazano na rys. 3.13a (oznaczenia na rysunku: t – strata tarcia, k – strata krawędziowa, o – przyrost strat związany z optymalną podziałką, l – przyrost strat związany z odchyleniem od optymalnej liczby Lawala, f – straty falowe, n – straty związane z kątem natarcia). Sumę tych składowych stanowiących stratę w palisadzie prostej należy przeliczyć na rozkład strat profilowych w wieńcu łopatkowym (rys.3.13b).



Rys. 3.13. Rozkład składowych strat profilowych dla palisady prostej (a) i rozkład strat profilowych dla palisady prostej i wieńca łopatkowego wzdłuż wysokości wieńca (b)
 Fig. 3.13. Distribution of the components of profile losses in the flat blade cascade (a) and distribution of profile losses in the flat blade cascade and in the blade rim along the rim height (b)

Przy podstawie i wierzchołku łopatki należy uwzględnić straty brzegowe. Przyjęto, że straty brzegowe oddziałują na przepływ na wysokości równej cięciwie profilu. Rozkład tych strat przedstawiono na rys. 3.14a. Uwzględniono również oddziaływanie szczeliny wierzchołkowej na przepływ (rys. 3.14a). Sumę strat profilowych i brzegowych w wieńcu wirnikowym pokazano na rys. 3.14b. Zilustrowano na nim również rozkład strat w wieńcu kierowniczym tego stopnia.

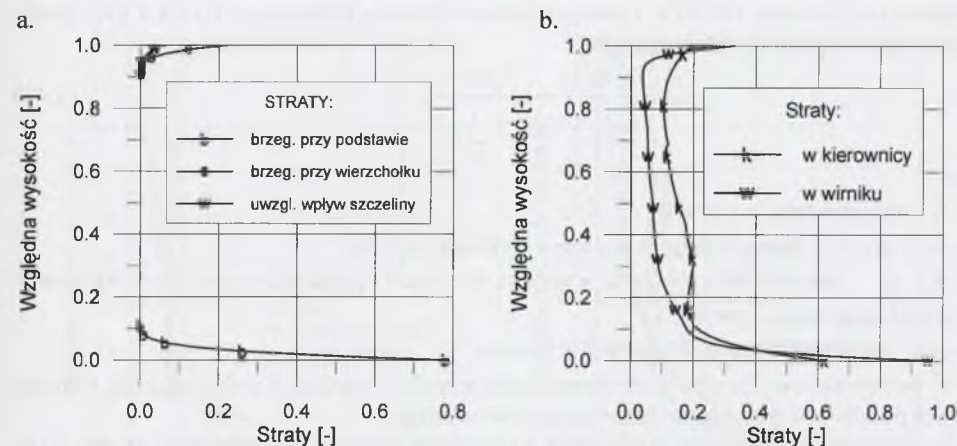
Przyjęta metoda modelowania strat umożliwia łatwe wyznaczenie strat integralnych w wieńcu łopatkowym dla każdej składowej tych strat (rys. 3.15). Straty integralne określono na podstawie uśrednienia masowego ze wzoru:

$$\zeta_{mi} = \frac{\int_0^{\psi_m} \zeta(\psi) d\psi}{\psi_m} \quad (3.40)$$

gdzie:

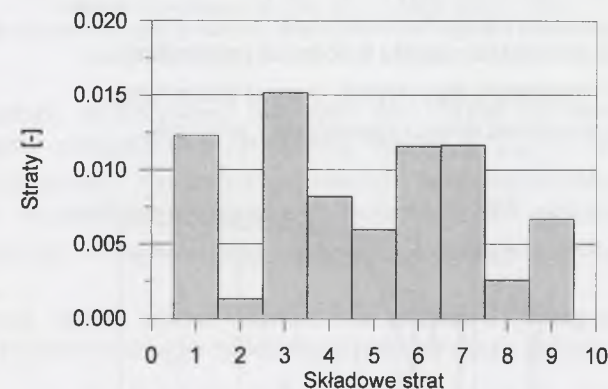
$\zeta(\psi)$ – wartość straty na linii prądu dla funkcji prądu ψ ,

ψ_m – wartość funkcji prądu na zewnętrznym ograniczeniu kanału łopatkowego.



Rys.3.14. Promieniowy rozkład strat brzegowych przy podstawie i wierzchołku wieńca oraz strat uwzględniających oddziaływanie szczeliny wierzchołkowej (a) oraz rozkład strat przepływu dla wieńca kierowniczego i wirnikowego (b)

Fig. 3.14. Radial distribution of boundary losses at the root and the tip of the blades and of the losses which take into account the effect of the tip clearance (a) and the distribution of flow losses in the stator and rotor blades (b)



Rys. 3.15. Składowe straty łopatkowej: 1 – tarcia, 2 – krawędziowa, 3 – wynikająca z odchylenia podziałki od wartości optymalnej, 4 – wynikająca z odchylenia liczby Laval'a od wartości optymalnej, 5 – falowa, 6 – przyrost straty związany kątem natarcia, 7 – brzegowa przy podstawie wieńca, 8 – brzegowa u wierzchołka wieńca, 9 – związana ze szczeliną wierzchołkową

Fig. 3.15. Components of blade losses: 1 – by friction, 2 – at the edges, 3 – resulting from deviations of the scale from the optimal value, 4 – resulting from the deviation of Laval's number from the optimal value, 5 – wave component, 6 – increment of losses connected with the angle of incidence, 7 – boundary component at the rim root, 8 – boundary component at the tip of the rim, 9 – connected with the tip clearance

Przedstawioną metodę wyznaczania strat porównano z wynikami obliczeń strat w wieńcu wirnikowym przedostatniego i ostatniego stopnia turbiny kondensacyjnej otrzymanymi na podstawie:

- pakietu obliczeniowego 3D [16],
- pakietu Tascflow (równowagowy przepływ pary mokrej [16]).

Wykonano obliczenia przepływu w wirniku przedostatniego stopnia dla obciążenia nominalnego turbiny i ciśnienia wylotowego 3.7 kPa oraz w wirniku ostatniego stopnia dla

obciążenia częściowego 140 MW i dwóch wartości ciśnienia końcowego 2.7 i 3.7 kPa. Straty zdefiniowano za pomocą zależności [39]:

$$\zeta = \frac{T_2 \Delta s}{\frac{1}{2} w_{2s}^2} = \frac{T_2 \Delta s}{\Delta i_{sR} + \frac{1}{2} w_1^2}, \quad (3.41)$$

gdzie:

T_2 – temperatura na wylocie,

Δs – przyrost entropii między wlotem i wylotem wirnika,

w_1, w_{2s} – odpowiednio prędkość względna na wlocie i prędkość względna na wylocie w przepływie izentropowym,

Δi_{sR} – izentropowy spadek entalpii w wieńcu.

W trójwymiarowych metodach opisujących przepływ wielkości wchodzące do formuły (3.41) są poddawane procedurze uśredniania obwodowego.

Porównanie obliczeń strat w wieńcach z łopatkami zwijanymi (oznaczenia na rys. 3.16-3.17 symbolem MKLP) z wynikami modelowania trójwymiarowego przepływu pary mokrej wskazuje na pewne różnice, stosunkowo trudne do interpretacji. Należy zwrócić uwagę, że w zależnościach podanych w [4] nie uwzględnia się wpływu fazy ciekłej na straty. Zwykle do ich wyznaczenia posługiwano się wzorem Baumana

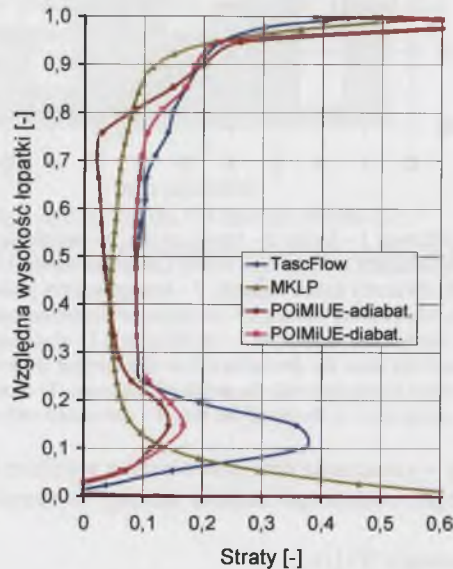
$$\eta_i^m = x_{sr} \eta_i,$$

gdzie:

η_i^m – sprawność wewnętrzna stopnia w obszarze pary mokrej,

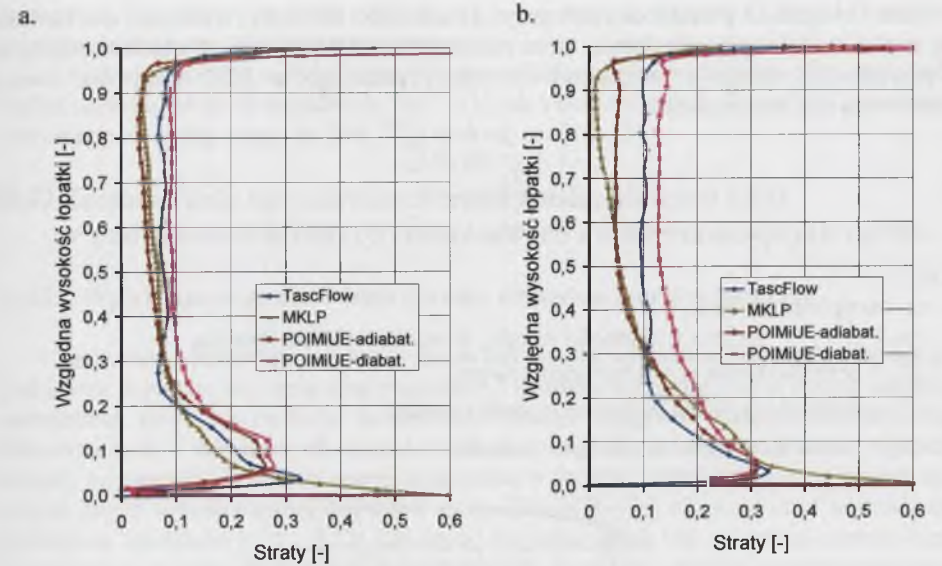
η_i – sprawność wewnętrzna tego stopnia w parze przegrzanej,

x_{sr} – średnia arytmetyczna stopnia suchości pary w stopniu.



Rys. 3.16. Promieniowy rozkład strat w wieńcu wirnikowym przedostatniego stopnia dla obciążenia nominalnego i ciśnienia na wylocie z cz. NP 3.7 kPa

Fig. 3.16. Radial distribution of losses in the rotor blades on last but one stage with a nominal load and pressure at the outlet from the LP unit 3.7 kPa



Rys. 3.17. Promieniowy rozkład strat w wieńcu wirnikowym ostatniego stopnia dla obciążenia częściowego i ciśnienia na wylocie z cz. NP.: (a) – 2.7 kPa, (b) – 3.7 kPa

Fig. 3.17. Radial distribution of losses in the rotor blades of the last stage at a partial load and pressure at the outlet from the LP unit: (a) – 2.7 kPa, (b) – 3.7 kPa

Te straty energii spowodowane istnieniem fazy ciekłej są wywołane zjawiskami termodynamicznymi związanymi z przemianą fazową (ζ_{przech} - straty związane z przechłodzeniem pary) oraz zjawiskami związanymi z wzajemnym oddziaływaniem kropli kondensatu i pary, na skutek czego krople są przyspieszane, a para opóźniana - ζ_{przysp} , a także stratami wynikającymi z napływu fazy ciekłej na łopatki wirnikowe, zwane stratami hamowania - ζ_{ham} .

Dwie ostatnie straty można określić na podstawie następujących zależności Nosowickiego [88], które wynikają z badań eksperymentalnych na turbinie

$$\zeta_{przysp} = \frac{\varphi^2 y v (1 - \rho)(2 + yv)}{(1 - yv)^2}, \quad (3.42)$$

$$\zeta_{ham} = 2y \left[\kappa \left(\frac{u_w}{c_t} \right)^2 - \frac{u}{c_t} v \varphi' \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho} \right], \quad (3.43)$$

gdzie:

φ – współczynnik prędkości dla wieńca kierowniczego,

y – względny przepływ fazy ciekłej w warstwie wody,

$v = c_{1w} / c_1$ – stosunek prędkości kropli wody do prędkości pary za kierownicą,

u_w – prędkość obwodowa na średnicy zewnętrznej,

$c_t = \sqrt{2\Delta h_s + c_0^2}$ – prędkość teoretyczna odpowiadająca całkowitemu spadkowi entalpii w stopniu,

φ' – współczynnik prędkości jednorodnego strumienia z uwzględnieniem strat wynikających z przyspieszenia kropli,

κ – funkcja rozkładu wilgotności wzdłuż wysokości stopnia,

ρ – reakcyjność.

Straty związane z przechłodzeniem pary są trudniejsze do oceny, wymagają one bowiem znajomości wartości przechłodzenia, która zależy od jakości pary (jej składu chemicznego). W przybliżeniu można je wyznaczyć ze wzoru podanego w [50], który dla wieńca wirnikowego przyjmuje postać:

$$\zeta_{przech} = \frac{\frac{r}{T_{sr}} \Delta y_2 \Delta T_2}{\Delta i_{sR} + \frac{1}{2} w_1^2}, \quad (3.44)$$

gdzie:

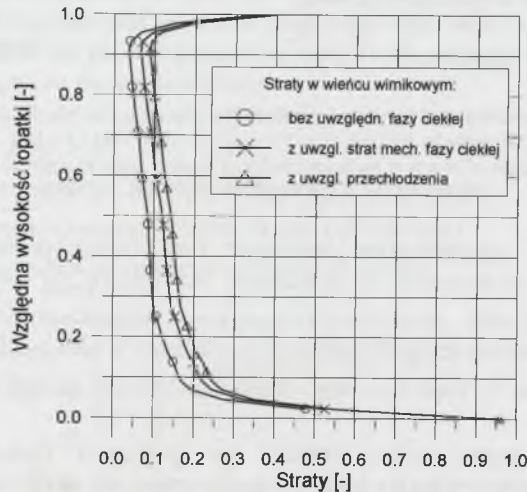
r – entalpia parowania,

$\Delta y_2 = y_2 - y_1$ – zmiana wilgotności między wlotem i wylotem wirnika,

ΔT_2 – przechłodzenie w wieńcu wirnikowym,

w_1 – prędkość względna na wlocie łopatek wirnika,

Δi_{sR} – izentropowy spadek entalpii w wirniku.



Rys. 3.18. Rozkład strat w wieńcu wirnikowym ostatniego stopnia wyznaczonych bez uwzględnienia fazy ciekłej pary i z uwzględnieniem oddziaływania wody
Fig. 3.18. Distribution of losses in the rotor blades of the last stage, determined with taking into account the liquid phase of steam and without taking it.

Z przedstawionego w [110] zestawienia strat stopnia turbiny zasilanego czynnikiem jedno- i dwufazowym wynika, że straty związane z przechłodzeniem pary są kilkakrotnie mniejsze od strat związanych z uderzeniem kropeł o grzbiet łopatki wirnika oraz strat związanych z przyspieszaniem kropeł, dlatego w większości analiz pomija się je.

Na rysunku 3.19 przedstawiono określony według własnego algorytmu rozkład strat w wieńcu wirnikowym ostatniego stopnia turbiny kondensacyjnej o mocy 200 MW dla obciążenia nominalnego wyznaczonych bez uwzględnienia fazy ciekłej oraz z uwzględnieniem tej fazy. W obliczeniach wykorzystano zależności (3.42) - (3.44) przy założeniu, że przepływ wody w warstwie na powierzchni łopatki jest równy wilgotności pary przed stopniem.

Przyrost strat związanych z fazą ciekłą wyniósł od ok. 5 do ok. 7 punktów procentowych w stosunku do przepływu jednofazowego. Uwzględnienie zatem dodatkowych strat związanych z fazą ciekłą daje lepszą zgodność strat (poza obszarem oddziaływania straty

brzegowej u podstawy stopnia) obliczonych na podstawie wzorów (3.4)-(3.17) ze stratami wyznaczonymi metodami trójwymiarowymi.

Obliczenia strat przepływu w stopniach turbinowych są w dalszym ciągu przedmiotem badań zarówno eksperymentalnych, np. [111] jak i numerycznych dla palisad pracujących w obszarze pary przegrzanej, np. [44, 72] i mokrej, np. [16, 73].

3.4. Zastosowanie opracowanych algorytmów obliczeń strat w podejmowaniu decyzji remontowych i modernizacyjnych turbin

3.4.1. Wpływ osiowego ustawienia wirnika względem kadłuba na straty

Zachowanie odpowiednich luzów osiowych między wirnikiem i tarczami kierowniczymi jest istotne z punktu widzenia strat przecieku. Z powodu wycierania się w trakcie eksploatacji uszczelnień osiowych zachodzi konieczność zmiany odległości między wieńcem łopatek kierowniczych i wirnikowych stopni. Zmiana odległości między wieńcami prowadzi do zmiany sprawności przemiany energii strumienia w stopniu. Taką analizę przeprowadzono dla stopni części wysokoprężnej turbiny o mocy 200 MW [79]. Zmianę strat wyznaczono na podstawie zależności 3.21 i 3.22. Założono, że zmniejszana jest odległość osiowa wieńców łopatkowych wirnika do wieńców kierowniczych. Rezultaty obliczeń przedstawiono na rys. 3.19 i 3.20. Podano na nich wartości zmiany strat:

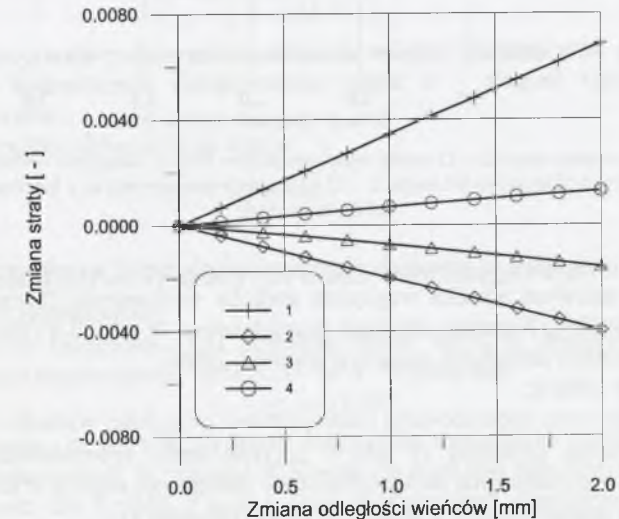
$$\Delta \zeta_{a1} = \zeta_{a1}(x_{01}) - \zeta_{a1}(x), \quad (3.45)$$

$$\Delta \zeta_{a2} = \zeta_{a2}(x_{02}) - \zeta_{a2}(x), \quad (3.46)$$

$$\Delta \zeta_n = \zeta_n(x_{01}) - \zeta_n(x), \quad (3.47)$$

gdzie:

$\zeta(x_{01}), \zeta(x_{02})$ - wartość straty dla fabrycznego ustawienia wirnika względem kadłuba,
 $\zeta(x)$ - wartość straty dla odległości x .



Rys. 3.19. Zmiana straty drugiego stopnia części wysokoprężnej
Fig. 3.19. Changes of losses in the second stage of the high-pressure unit

Zbliżenie wieńców łopatkowych wirnika do wieńców kierowniczych powoduje jednocześnie zwiększenie odległości osiowej łopatek wirnikowych do płaszczyzny wlotu na łopatkę kierowniczą następnego stopnia.

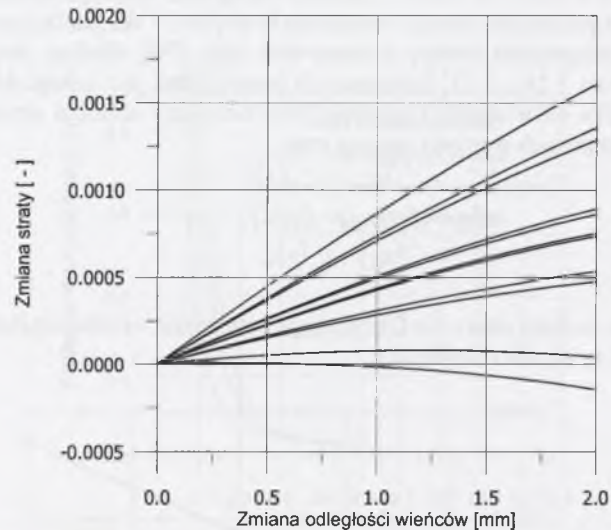
Zależność (3.45) ilustruje na rys. 3.19 krzywa 1, zależność (3.46) – krzywa 2, natomiast zależność (3.47) – krzywa 3.

Przyrost $\Delta\zeta$ w kierunku dodatnich wartości wskazuje, że ze zmniejszaniem odległości osiowej wieńca wirnikowego do kierującego wartość straty maleje, natomiast przyrost $\Delta\zeta$ w kierunku ujemnych wartości pokazuje, że mamy do czynienia ze wzrostem straty.

Zmiana strat stopnia jest efektem oddziaływania tych wszystkich wpływów i wyznaczono ją z zależności:

$$\Delta\zeta = \Delta\zeta_{a1} + \Delta\zeta_{a2} + \Delta\zeta_n \quad (3.48)$$

Na rysunku 3.19 zależność (3.48) ilustruje krzywa 4. Dla wszystkich stopni nieregulowanych części wysokoprężnej zależność (3.48) w funkcji zmiany odległości wieńców łopatkowych przedstawiono na rys. 3.20.



Rys. 3.20. Zmiana straty stopni 2 – 12 części wysokoprężnej w funkcji odległości wieńców łopatkowych
Fig. 3.20. Changes of losses in the stages 2 – 12 of the high-pressure unit as a function of distances of the blade rims

Zmianę strat przepływu w stopniach nieregulowanych części wysokoprężnej związanych z przesunięciem osiowym wirnika względem kadłuba wyznaczono również na podstawie metody podanej w [37]. Rezultaty obliczeń przedstawiono w tabl. 3.4 (zmiana strat została wyznaczona dla zmiany odległości osiowej wieńców o 2mm).

Oznaczenia w tablicy:

Δh_1 – zmniejszenie strat spowodowane zmniejszeniem odległości wieńców kierowniczych i wirnikowych w kJ/kg (kolumna 2), Δh_2 – przyrost strat spowodowany zwiększeniem odległości wieńców wirnikowych do kierowniczych następnego stopnia w kJ/kg (kolumna 3), Δh_s – izentropowy spadek entalpii w stopniu w kJ/kg (kolumna 4).

Zmianę strat bezwzględnych w stopniach spowodowanych zmianą odległości osiowej wieńców łopatkowych odniesionych do sumy strat łopatkowych w stopniach przedstawiono w kolumnie 5, natomiast zmianę strat do spadku entalpii w stopniach (zmianę strat względnych) podano w kolumnie 6.

Tablica 3.4

Nr stopnia	Zmiana strat związana z odległością wieńców				
	Δh_1 kJ/kg	Δh_2 kJ/kg	Δh_s kJ/kg	$(\Delta h_1 + \Delta h_2) /$ $(\Delta h_D + \Delta h_R)$	$(\Delta h_1 + \Delta h_2) /$ Δh_s
1	2	3	4	5	6
2	0,0438	-0,0016	32,8031	0,01185	0,001293
3	0,0442	-0,0015	32,4432	0,01219	0,001319
4	0,0388	-0,0014	31,2586	0,01000	0,001196
5	0,0386	-0,0013	31,0887	0,01147	0,001197
6	0,0318	-0,0013	32,2335	0,00935	0,000943
7	0,0340	-0,0012	32,9034	0,01033	0,000991
8	0,0307	-0,0012	33,7932	0,00927	0,000867
9	0,0316	-0,0011	33,7637	0,09908	0,000895
10	0,0245	-0,0010	39,3733	0,00617	0,000587
11	0,0233	-0,0009	37,3383	0,07238	0,000587
12	0,0288	-0,0013	38,2333	0,00912	0,000717

3.4.2. Wpływ zniszczenia powierzchni łopatek na obniżenie sprawności i mocy turbiny

Na skutek zużycia powierzchni następuje wzrost strat tarcia związany z pogorszeniem warunków opływu. Znajac straty tarcia ζ_{t-a} w palisadzie przy określonej chropowatości $(k_s/b)_a$ i liczbie Reynoldsa Re_a , przy czym $(k_s/b)_a \geq 100/Re_a$, wartość strat ζ_{t-b} przy parametrach $(k_s/b)_b$ i Re_b spełniających nierówność $(k_s/b)_b \geq 100/Re_b$ można wyrazić następującą zależnością [110]:

$$\frac{\zeta_{t-a}}{\zeta_{t-b}} = \left[\frac{2 + \lg(b/k_s)_a}{2 + \lg(b/k_s)_b} \right]^{-2,33} \quad (3.49)$$

Przedstawiony wzór podaje zatem zależność między liczbami strat palisady o różnych powierzchniach hydraulicznie chropowatych, gdzie: b – długość cięciwy profilu, k_s – wysokość nierówności.

Liczbę Reynoldsa oblicza się ze wzoru:

$$Re = \frac{c_t b}{\nu} \quad (3.50)$$

gdzie:

c_t – prędkość wypływu z palisady (dla wieńca wirnikowego – w_2),

ν – lepkość kinematyczna.

Na podstawie zależności (3.5) określono stratę tarcia w przepływie przez wieńiec wirnikowy stopnia regulacyjnego turbiny 200 MW. Wynosi ona:

$$\zeta_t = 0.0297$$

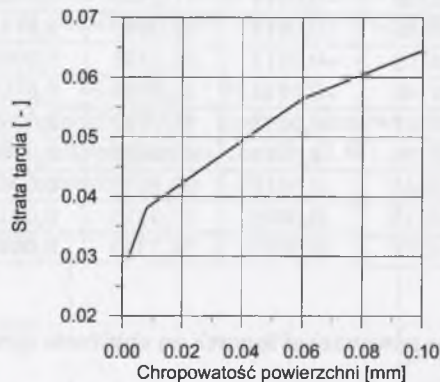
Przy założeniu, że wartość tej straty odpowiada nierówności łopatek $k_s=0.002$ (stal mechanicznie polerowana), jej wartość obliczoną dla $k_s=0.008$ (stal oczyszczona w procesie piaskowania) oraz dla $k_s=0.06$ i $k_s=0.1$ (stal skorodowana) przedstawiono na rys. 3.21. Przeprowadzone w tym przypadku analizy obliczeniowe wykazały, że prawie trzydziestokrotne zwiększenie chropowatości powierzchni łopatek prowadzi tylko do dwukrotnego zwiększenia strat tarcia. W skali bezwzględnej straty zwiększają się tylko o 2.6%.

Przyjmując, że chropowatość powierzchni wzrośnie do wartości opowiadającej dolnej granicy stali skorodowanej $k_s=0.06$, strata mocy stopnia regulacyjnego turbiny 200 MW wywołana tą zmianą wyniesie około:

$$\Delta N = 200 \text{ kW}$$

Są to wielkości nieznaczące, jeżeli jednak założyć, że turbina pracuje 6000 godzin w ciągu roku, daje to stratę energii w wysokości:

$$\Delta E = 1680 \text{ MWh}$$



Rys. 3.21. Wpływ chropowatości powierzchni na składową tarcia straty profilowej
Fig. 3.21. The influence of the surface roughness on the friction component of profile losses

3.5. Zagadnienia optymalizacji stopnia turbinowego dla różnych korelacji opisujących straty energii

Uzyskanie wiarygodnych i racjonalnych z ekonomicznego punktu widzenia rezultatów optymalizacji stopni wymaga zazwyczaj zastosowania różnych rodzajów metod i algorytmów [89]. Ważnym etapem poszukiwania jest określenie geometrii wstępnej lub wstępnych danych wejściowych. Można je ustalić rozwiązując proste zadania optymalizacyjne, w których wykorzystujemy znane korelacje opisujące straty energii. Zastosowanie wyników rozwiązania tych zadań jako wejściowych do sformułowania pełnego zadania optymalizacyjnego prowadzi zazwyczaj do istotnego przyspieszenia czasu obliczeń i eliminacji rozwiązań błędnych.

Poszukiwanie optymalnych konfiguracji stopni turbinowych można rozpatrywać jako jeden z elementów procesu konstrukcyjnego układów przepływowych nowych turbin oraz jako zadanie wspomagające racjonalne zabiegi modernizacyjne istniejących turbin cieplnych. Przy rozwiązaniu zadań optymalizacyjnych w obu przypadkach kierujemy się podobnym układem kryteriów i ograniczeń. Różnice w podejściu do zadań optymalizacji dotyczą głównie przyjmowanych modeli obliczeniowych oraz rodzaju danych wejściowych. Najprostszą klasę zadań optymalizacyjnych stanowią zadania wykorzystujące modele jednowymiarowe, np. [6, 10]. Sformułowanie zagadnienia optymalizacji stopni turbinowych z łopatkami zwijającymi przedstawiono np. w [9, 106].

Głównym celem badań autora było opracowanie uniwersalnego algorytmu umożliwiającego rozwiązanie zadań odwrotnych z różnym zestawem danych wejściowych. W niniejszym punkcie przedstawiono propozycję i wyniki optymalizacji akcyjnego stopnia uzyskane dla różnych korelacji opisujących straty energii w stopniu.

Rozważania prowadzi się dla następujących danych wejściowych:

- parametry pary p_0 i t_0 oraz prędkość c_0 i kąt strumienia α_0 w przekroju wlotowym stopnia,

- strumień czynnika \dot{m} ,
- obroty n ,
- stopień wykorzystania energii wylotowej w następnym stopniu μ ,
- konstrukcja stopnia (komorowa, bębnowa).

Dodatkowo bierze się pod uwagę umiejscowienie stopnia. Jeśli jest to na przykład stopień pośredni (jeden ze stopni) grupy stopni, z reguły narzucona jest średnica stopnia d , a także i wysokość łopatek l_1 i l_2 . Jest to związane z koniecznością dopasowania się do układu przepływowego grupy stopni (turbiny). Należy również dobrać wstępne długości cięciw łopatek kierowniczych b_1 i wirnikowych b_2 . Ich dobór uwzględniać musi warunki wytrzymałości zarówno samych łopatek, jak również tarcz kierowniczych.

3.5.1. Charakterystyka modelu obliczeń

Definiuje się następujące wskaźniki:

– wskaźnik wydajności

$$\varphi = \frac{c_{ix}}{u_2}, \quad i=1,2, \quad (3.51)$$

gdzie:

c_{ix} – składowa osiowa prędkości za kierownicą ($i=1$) i za stopniem ($i=2$),

u_i – prędkość obwodowa na średnim promieniu łopatki wirnikowej w przekroju wlotowym ($i=1$) i wylotowym ($i=2$),

– wskaźnik pracy

$$\lambda = \frac{l_u}{u_2} = \varphi \sigma_1 \sigma_u \operatorname{ctg} \alpha_1 - \varphi \operatorname{ctg} \alpha_2, \quad (3.52)$$

gdzie: l_u – praca łopatkowa, $\varphi = \frac{c_{2x}}{u_2}$, $\sigma_1 = \frac{c_{1x}}{c_{2x}}$, $\sigma_u = \frac{u_1}{u_2}$.

Związki między kątami są następujące:

$$\operatorname{ctg} \beta_1 = \frac{\sigma_1 \varphi \operatorname{ctg} \alpha_1 - \sigma_u}{\sigma_1 \varphi}; \quad \operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{1 - \varphi \operatorname{ctg} \alpha_2}{\varphi} \quad (3.53)$$

Ponadto wprowadzono:

– wskaźnik spadku entalpii (oznaczenia entalpii jak na rys. 2.5)

$$\bar{\Psi}_s = \frac{(\bar{i}_0 - \bar{i}_{1s}) + (\bar{i}_1 - \bar{i}_{2s})}{\frac{1}{2} u_2^2} = \quad (3.54)$$

$$= \frac{(1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha_1)^2}{\eta'} \sigma_1^2 \varphi^2 + \frac{\varphi^2}{\eta''} \left[1 + \left(\frac{1 - \varphi \operatorname{ctg} \alpha_2}{\varphi} \right)^2 \right] - \sigma_1^2 \varphi^2 \left[1 + \left(\frac{1 - \varphi \operatorname{ctg} \alpha_1 - \sigma_u}{\sigma_1 \varphi} \right)^2 \right] + \sigma_u^2 - 1$$

– reakcyjność:

$$\rho = \frac{i_1 - i_{2s}}{(i_0 - i_{1s}) + (i_1 - i_{2s})} = \frac{\frac{\varphi^2}{\eta''} (1 + \text{ctg}^2 \beta_2) - \sigma_1^2 \varphi^2 (1 + \text{ctg}^2 \beta_1) + \sigma_u^2 - 1}{\frac{\sigma_1^2 \varphi^2}{\eta' \sin^2 \alpha_1} + \frac{\varphi^2}{\eta'' \sin^2 \beta_2} - \frac{\sigma_1^2 \varphi^2}{\sin^2 \beta_1} + \sigma_u^2 - 1} \quad (3.55)$$

Sprawność łopatkową (obwodową) obliczono z zależności:

$$\eta_u = \frac{l_u}{\frac{c_0^2}{2} + \Delta i_s' + \Delta i_s'' - \mu \frac{c_2^2}{2}} = \frac{2\lambda}{\frac{\sigma_1^2 \varphi^2}{\eta' \sin^2 \alpha_1} + \frac{\varphi^2}{\eta'' \sin^2 \beta_2} - \frac{\sigma_1^2 \varphi^2}{\sin^2 \beta_1} + \sigma_u^2 - 1 - \mu \frac{\varphi^2}{\sin^2 \alpha_2}} \quad (3.56)$$

3.5.2. Wyniki obliczeń

Zadanie optymalizacji stopnia sformułowane jako:

$$\eta_u = \max\{\eta_u(\alpha_1, \rho, \varphi, \bar{\psi}_s)\} \quad (3.57)$$

rozwiązano metodą systematycznego przeszukiwania.

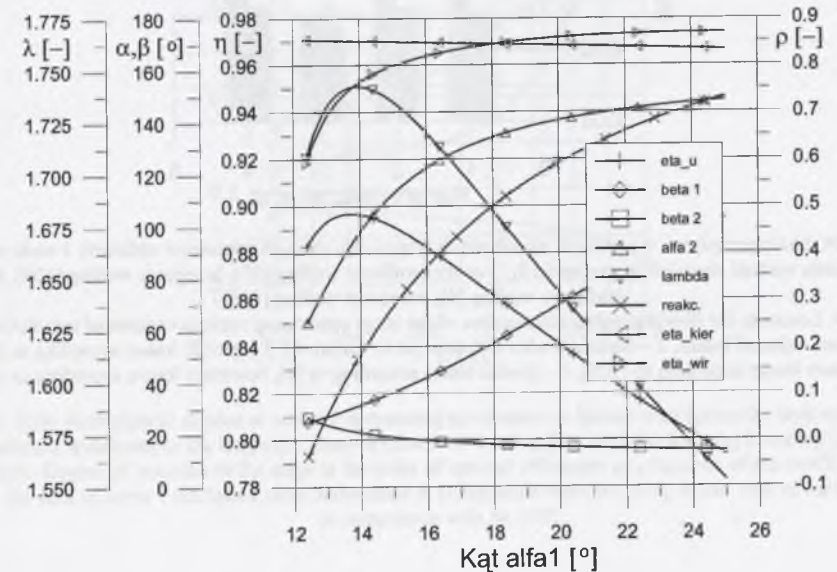
Obliczenia optymalizacyjne prowadzono przy założeniu stałej wartości wskaźnika spadku entalpii dla danych: φ , δ_1 , δ_u , α_0 oraz u_2 . Prowadzono je dla różnych korelacji strat w wieńcach łopatkowych.

Analizowano następujące przypadki:

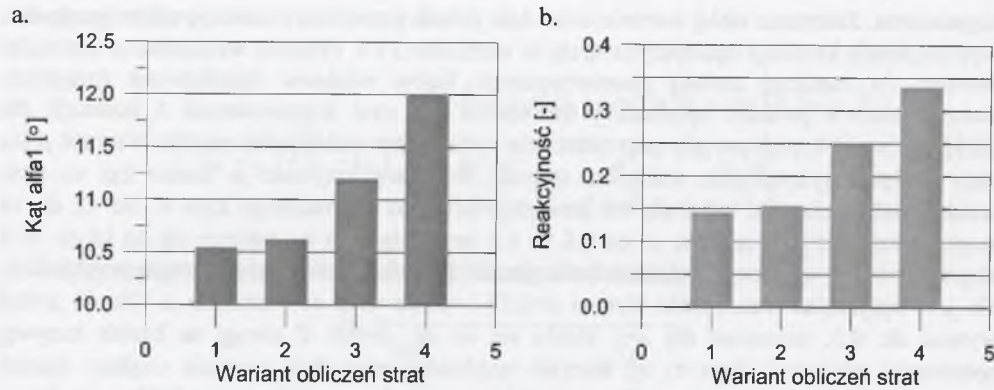
1. Stała wartość strat $\zeta' = 0.0784$ i $\zeta'' = 0.1536$
2. Stała wartość strat $\zeta' = 0.0811$ i $\zeta'' = 0.1427$
3. Według swojej propozycji, gdzie straty profilowe w wieńcach wyznaczono według [89], natomiast brzegowe według [104].
4. Według swojej propozycji, gdzie straty profilowe w wieńcach wyznaczono według [4], brzegowe według [104].

W pierwszym wariantcie założono najczęściej przyjmowane w obliczeniach wartości strat w wieńcach ($c_1/c_{1s} = 0.96$ dla kierownicy i $w_2/w_{2s} = 0.92$ dla wirnika). Natomiast dla wariantu 2 przyjęto w procesie optymalizacji stałe wartości strat w wieńcach, odpowiadające stratom otrzymanym dla maksymalnej sprawności otrzymanej w wariantcie 4. Rezultaty obliczeń parametrów kinematycznych, reakcyjności, strat w wieńcach łopatkowych oraz wskaźników pracy stopnia zilustrowano na rys. 3.22. Na rysunku 3.23a przedstawiono optymalny kąt α_1 , natomiast na rys. 3.23b reakcyjność stopnia dla maksymalnej sprawności łopatkowej dla tych wariantów obliczeń strat. Wartości strat dla rozpatrywanych wariantów zilustrowano na rys. 3.24. Dla przypadków 3 i 4 są to wartości w punkcie maksymalnej sprawności. Zmianę sprawności łopatkowej w funkcji kąta α_1 dla wartości wskaźnika $\mu = 0$ i $\mu = 1$ przedstawiono na rys. 3.25, natomiast na rys. 3.26 zilustrowano porównanie zmiany reakcyjności stopnia (w punkcie maksymalnej sprawności) dla strat wyznaczanych jak w wariantcie 1, 3 i 4. Widać, że przyjęty do obliczeń sposób określania strat ma duży wpływ na reakcyjność stopnia (co wiąże się z jego geometrią) w punkcie maksymalnej sprawności dla różnej wartości μ . Uwidacznia się to zwłaszcza dla strat wyznaczanych dla przypadków 3 i 4. Przyjęcie w zadaniu optymalizacyjnym stałej wartości strat znacznie upraszcza rozwiązanie

zagadnienia. Założenie stałej wartości strat daje jednak przeciwną tendencję niż w przypadku wykorzystania korelacji opisujących straty w wariantcie 3 i 4. Przyrost wskaźnika μ prowadzi bowiem do znacznej zmiany geometrycznych kątów wieńców łopatkowych (przyrostu reakcyjności) w punkcie optymalnej sprawności dla strat wyznaczanych z korelacji dla przypadków 3 i 4, podczas gdy przy założeniu stałych strat reakcyjność maleje. Wartość μ ma duży wpływ na optymalne wielkości stopnia. W miarę przyrostu μ , rośnie kąt α_1 oraz reakcyjność. Zmiana μ od 0 do 0.6 powoduje przyrost optymalnego kąta α_1 od 12 do 14 stopni, natomiast przy zmianie μ od 0.6 do 1.0 optymalny kąt α_1 zmienia się od 14 do 20.5 stopni. Podobną tendencję wykazuje reakcyjność (rys. 3.26). W analizowanym przykładzie, dla $\mu = 0$ optymalna reakcyjność wynosi $\rho = 0.33$ i rośnie wraz ze wzrostem μ . Dla $\mu = 0.6$ wynosi ok. 0.5, natomiast dla $\mu = 1$ zbliża się do ok. $\rho = 0.8$. Z uwagi na kształt krzywej sprawności odchylenie kąta α_1 od wartości optymalnej powoduje znacznie większy spadek sprawności dla $\mu = 0$ niż w przypadku $\mu = 1$. Obliczenia zilustrowane na rys. 3.27 prowadzone były dla strat profilowych wyznaczanych na podstawie [4] i brzegowych – [104]. W analizowanym przykładzie reakcyjność stopnia w punkcie optymalnej sprawności jest większa od maksymalnej wartości przyjmowanej w budowie stopni akcyjnych 0,2(0.25). Krzywe sprawności łopatkowej stopnia dla różnej wartości wskaźnika spadku entalpii $\bar{\psi}_s$ i kąta α_1 , odpowiadającego zmianie reakcyjności w zakresie $0 < \rho < 0.25$, są krzywymi wznoszącymi (rys. 3.28). Maksymalną sprawność stopień osiąga poza zakresem reakcyjności przyjmowanej w praktyce konstruowania stopni akcyjnych. Dlatego dla stopni akcyjnych (zwłaszcza pośrednich, dla których $\mu > 0$), reakcyjność należy przyjmować jako parametr. Dla stopnia pośredniego zazwyczaj zadane są średnica i wysokość łopatki. Optymalizujemy wówczas wskaźnik spadku entalpii $\bar{\psi}_s$. Rysunek 3.29 ilustruje zmianę sprawności łopatkowej stopnia w funkcji wskaźnika $\bar{\psi}_s$.

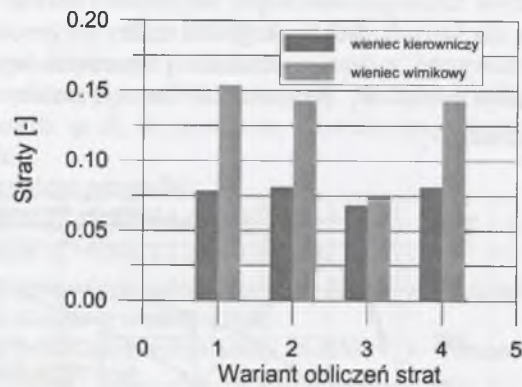


Rys.3.22. Zmiana kątów wektorów prędkości, strat w wieńcach oraz wskaźników pracy stopnia w funkcji kąta α_1
Fig. 3.22. Change of the angles of the velocity vectors, losses in the rims and operation indices of the stage as a function of the angle α_1



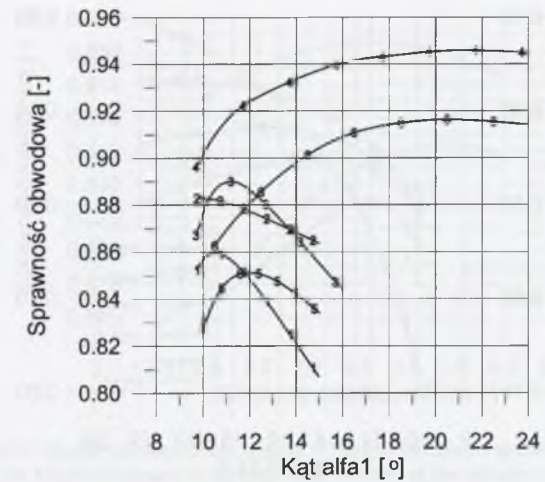
Rys. 3.23. Optymalny kąt α_1 (a) i reakcyjność stopnia przy maksymalnej sprawności (b) dla różnych wariantów obliczeń strat: 1-stała wartość strat, 2-stała wartość strat (jak w wariacie 4), 3-straty profilowe według [93], brzegowe według [108], 4-straty profilowe według [4], brzegowe według [108]

Fig. 3.23. Optimal angle α_1 (a) and degree of reaction with a maximum efficiency (b) with various variants of calculating the losses: 1 – constant value of losses, 2 – constant value of losses (as in variant 4), 3 – profile losses according to [93], boundary losses according to [108], 4 – profile losses according to [4], boundary losses according to [108]



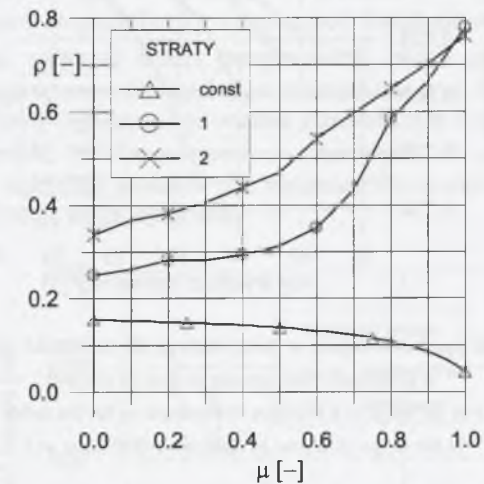
Rys. 3.24. Straty przepływu w wieniecach łopatkowych stopnia dla różnych wariantów obliczeń: 1-stała wartość strat, 2-stała wartość strat (jak w wariacie 4), 3-straty profilowe według [93], brzegowe według [108], 4-straty profilowe według [4], brzegowe według [108]

Fig. 3.24. Losses in the flow through the blade rims of the stage concerning various variants of calculations: 1 – constant value of losses, 2 – constant value of losses (as in variant 4), 3 – profile losses according to [93], boundary losses according to [108], 4 – profile losses according to [4], boundary losses according to [108]



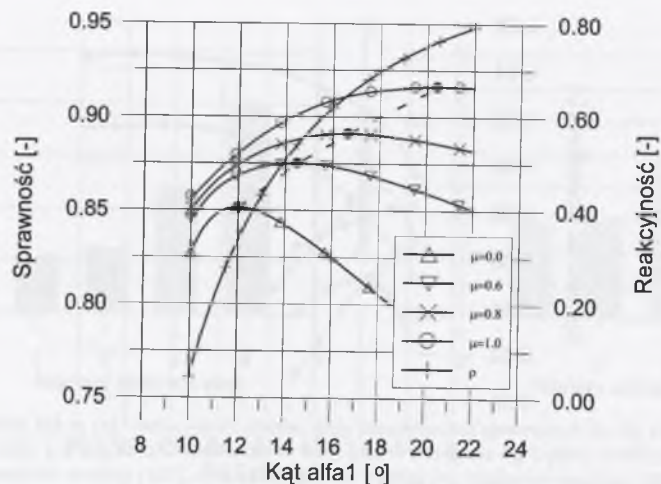
Rys. 3.25. Zmiana sprawności obwodowej w funkcji kąta α_1 : 1 – stałe straty dla $\mu=0$, 2 – stałe straty dla $\mu=1$, 3 – straty według [93, 108] dla $\mu=0$, 4 – straty według [93, 108] dla $\mu=1$, 5 – straty według [4, 108] dla $\mu=0$, 6 – straty według [4, 108] dla $\mu=1$

Fig. 3.25. Change of the blade efficiency as a function of the angle α_1 : 1 – constant losses at $\mu=0$; 2 – constant losses at $\mu=1$; 3 – losses according to [93, 108] at $\mu=0$; 4 – losses according to [93, 108] at $\mu=1$; 5 – losses according to [4, 108] at $\mu=0$; 6 – losses according to [4, 108] at $\mu=1$

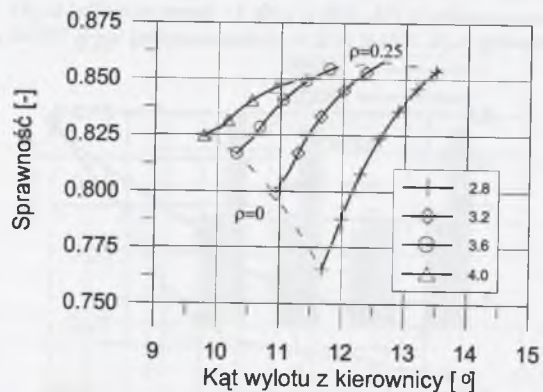


Rys. 3.26. Reakcyjność stopnia w punkcie optymalnej sprawności w funkcji współczynnika wykorzystania prędkości wylotowej μ ; dla krzywej 1 straty wyznaczano według [93, 108], dla krzywej 2 według [4, 108]

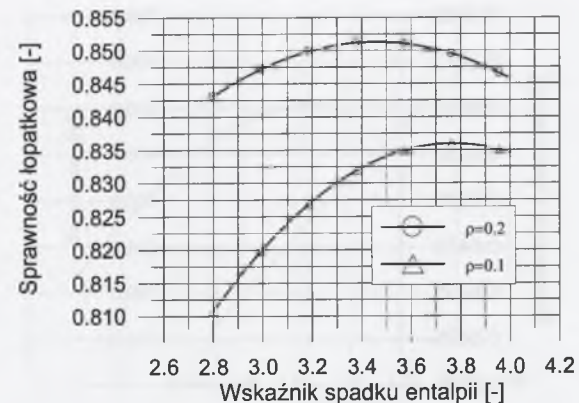
Fig. 3.26. Degree of reaction of the stage at the point of optimal efficiency as a function of the coefficient μ : in the case of curve 1 the losses were determined in compliance with [93, 108], in the case of curve 2 in compliance with [4, 108]



Rys. 3.27. Zmiana sprawności łopatkowej i reakcyjności stopnia w funkcji kąta α_1 dla wartości $\mu=0 \div 1$
 Fig. 3.27. Change of the blade efficiency and degree of reaction of the stage as a function of the angle α_1 , concerning the value $\mu=0 \div 1$



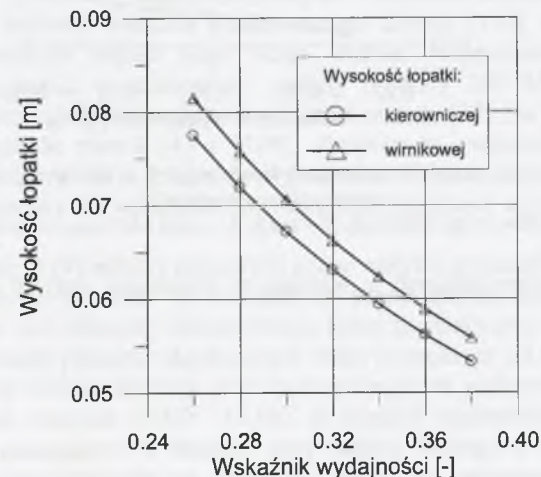
Rys. 3.28. Sprawność łopatkowa stopnia w funkcji kąta α_1 dla wskaźnika $\bar{\psi}_s=2.8, 3.2, 3.6$ i 4.0 w przedziale reakcyjności $\rho=0 \div 0.25$ dla $\mu=0$
 Fig. 3.28. Blade efficiency of the stage as a function of the angle α_1 for the index $\bar{\psi}_s=2.8, 3.2, 3.6$ and 4.0 in the range of degree of reaction $\rho=0 \div 0.25$ at $\mu=1$



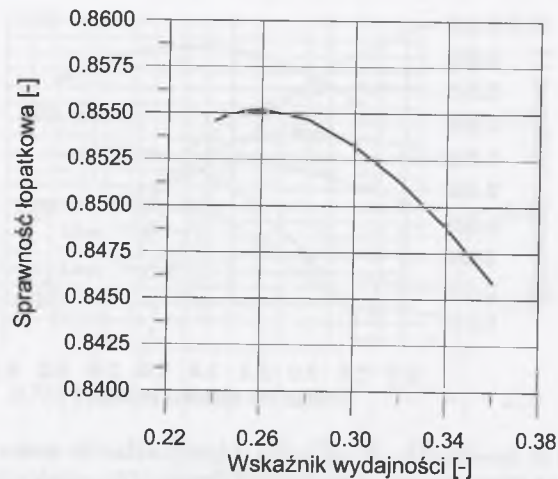
Rys. 3.29. Sprawność łopatkowa stopnia w funkcji wskaźnika spadku entalpii
 Fig. 3.29. Blade efficiency of the stage as a function of the enthalpy drop index

3.5.3. Dobór wskaźników projektowych

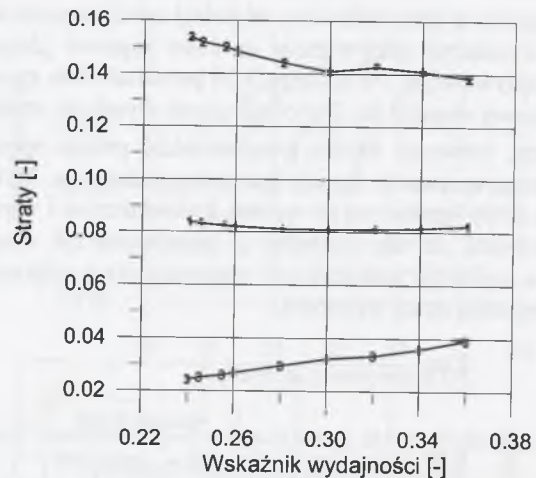
Wskaźnik wydajności ϕ jest wielkością, od której zależy wysokość łopatki. Dla stopnia pośredniego należy wyznaczyć taką wartość ϕ , która zapewni „dopasowanie” stopnia do geometrii układu przepływowego. Na rysunku 3.30 przedstawiono zmianę wysokości łopatki kierowniczej i wirnikowej stopnia dla $\bar{\psi}_s = \text{const}$. Jeżeli wysokość wieńców łopatkowych nie jest z góry narzucona, wówczas należy przeprowadzić proces optymalizacji, poszukując wskaźnika ϕ , dla którego sprawność stopnia jest maksymalna (rys. 3.31). Z analizy rys. 3.32, ilustrującego zmianę straty łopatkowej w wieńcu kierowniczym i wirnikowym oraz zmianę straty wylotowej, wynika, że dla wartości ϕ mniejszych od optymalnych decydujące znaczenie ma strata w łopatkach wirnikowych, natomiast dla ϕ większych od optymalnych o spadku sprawności decyduje strata wylotowa.



Rys. 3.30. Zmiana wysokości wieńców łopatkowych w funkcji wskaźnika wydajności ϕ
 Fig. 3.30. Change of the height of the blade rims as a function of ϕ



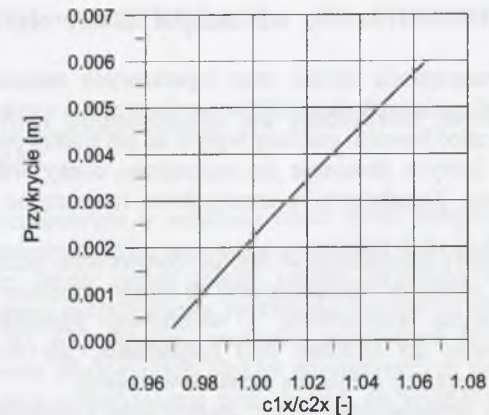
Rys. 3.31. Sprawność łopatkowa w funkcji wskaźnika wydajności φ
Fig. 3.31. Blade efficiency as a function of φ



Rys. 3.32. Straty przepływu w wieńcach łopatkowych (1 – kierownicy, 2 – wirnika)
i strata wylotowa stopnia (3)

Fig. 3.32. Losses of flow in the blade rims (1 – stator, 2 – rotor) and losses at the outlet of the stage (3)

Wskaźnik δ_1 należy dobierać ze względu na wymaganą wartość przykrycia w stopniu (rys. 3.33).



Rys. 3.33. Wpływ liczby δ_1 na wartość przykrycia
Fig. 3.33. The influence of the number δ_1 on the value of the cover

3.6. Podsumowanie

Korelacje do oceny strat przepływu przez stopnie dla zastosowań diagnostyki oparto na analizie różnych metod wyznaczania strat przepływu w wieńcach łopatkowych stopni turbinowych. Do tego celu wybrano głównie relacje przedstawione przez Aleksiejewą [4], Craiga-Coxa [37] i Traupla [108]. Podana w [4] metoda została opracowana do modelowania rozkładu strat wzdłuż wysokości wieńców z łopatkami zwijającymi i dlatego nie zawsze można ją wykorzystać w całości do wyznaczenia strat w jednowymiarowych zagadnieniach przepływu. Dotyczy to zwłaszcza formuł określających straty brzegowe. W obliczeniach przepływu jednowymiarowego można połączyć podaną w [4] metodę wyznaczania strat profilowych z przedstawioną w [108] metodą obliczeń strat brzegowych. Z porównania strat wieńców łopatkowych stopnia wyznaczonych z połączenia metod [4] i [108] oraz metody prezentowanej w [37] z eksperymentalnymi charakterystykami palisad profili wykorzystanymi w budowie wieńców analizowanego stopnia [104] wynika bardzo dobra zgodność rozpatrywanych metod oceny strat. Jednak przeprowadzona dla wieńców łopatkowych stopni części wysokoprężnej turbiny o mocy 200 MW analiza strat nie potwierdziła tak dobrej zgodności rezultatów obliczeń metody [37] z wynikami otrzymanymi na podstawie połączenia metod [4] i [108]. Dotyczy to zwłaszcza wieńców łopatek wirnikowych. Rozbieżności te są trudne do wyjaśnienia. Można ich poszukiwać w różnym stosunku długości cięciwy do wysokości łopatki (dobrą zgodność uzyskano dla wieńców o dużym stosunku b/l).

Przyjęcie podanej w [4] metody umożliwia ocenę wpływu geometrii układu łopatkowego i parametrów przepływu na straty. W stosunkowo prosty sposób można zastąpić formuły określające składowe straty nowymi zależnościami, lepiej zgadzającymi się z eksperymentem. Dołączenie do tej metody procedur określających straty pochodzące od fazy ciekłej powoduje znaczne zmniejszenie różnicy wartości strat wyznaczonych na podstawie zależności (3.4) – (3.17), uzupełnionych wzorami (3.42) – (3.44), ze stratami otrzymanymi metodami 3D dla stopni turbinowych pracujących w obszarze pary mokrej. Dlatego w algorytmach obliczeń linii rozprężania rozpatrywanych w niniejszej pracy do wyznaczenia rozkładu strat łopatkowych w zagadnieniach dwuwymiarowych dla pary przegrzanej wybrano zależności (3.4)–(3.17), uzupełnione związkami (3.42)–(3.44) dla pary mokrej, natomiast w jednowymiarowych zagadnieniach wykorzystano metodę [4] do określenia strat profilowych

(związki (3.4) – (3.11)) oraz metodę wyznaczania strat brzegowych podaną w [108] (zależność (3.18)).

W analizie linii rozprężania oprócz strat łopatkowych znaczną uwagę zwrócono na modelowanie strat pozałopatkowych (przecieków wewnętrznych i zewnętrznych oraz tarcia w parze). Przekieki mogą mieć bowiem znaczny wpływ na parametry pary mierzone w upustach turbiny, na podstawie których dokonuje się najczęściej oceny wskaźników efektywności układu cieplnego siłowni. Zagadnienie to szczegółowo rozpatrzono w punkcie 4 niniejszej pracy.

Modelowanie struktury przecieków w stopniu komorowym pozwala na analizę wpływu geometrii (uszczelnień, otworów odciążających) na straty przecieku oraz parametry pary w przestrzeni między tarczą kierowniczą i wirnikową. Rezultaty tego modelowania wykorzystuje się zarówno do obliczeń linii rozprężania, jak również do wyznaczenia warunków brzegowych wymiany ciepła dla elementów stopnia.

W tej części pracy przeanalizowano też zmiany strat z odległością wieńców, które w procesie projektowania turbin nie zawsze były dostatecznie uwzględniane. Obliczenia wskazują, że w miarę powiększania się odległości między wieńcem łopatek kierowniczych a wirnikowych straty stopnia rosną. Odległość między łopatkami wirnika i kierownicy stopnia następnego ma znacznie mniejszy wpływ na zmianę sprawności. Porównanie wyników obliczeń otrzymanych rozpatrywanymi metodami wyznaczania strat wskazuje, że są one zbliżone (tabl. 3.4 i rys. 3.20). Zmiany strat stopni są jednak niewielkie, maksymalnie wynoszą one około 0,0015. Zbliżenie łopatek wirnikowych do kierowniczych zmniejsza straty energii, powoduje jednak przyrost sił wymuszających drgania łopatek, co wymaga dodatkowych analiz wytrzymałości zmęczeniowej.

Analiza rezultatów obliczeń optymalizacyjnych stopnia turbinowego wskazuje na decydujący wpływ przyjętych w obliczeniach zależności opisujących straty przepływu. Przyjęcie stałych strat prowadzi do znaczących różnic optymalnych parametrów stopnia w porównaniu z rozwiązaniem uwzględniającym zmienność strat. Uzyskuje się przeciwną tendencję w przypadku przyjęcia zmiennych (obliczanych z korelacji) i stałych strat w wieńcach łopatkowych.

Dla stopnia wykorzystania energii wylotowej $\mu=1$ maksymalną sprawność osiąga się dla dużych wartości reakcyjności $\rho>0,5$. Reakcyjność stopnia w punkcie optymalnej sprawności jest zazwyczaj większa od wartości przyjmowanych w praktyce projektowania stopni akcyjnych. Dlatego dla stopni akcyjnych (pośrednich), dla których $\mu>0$, reakcyjność należy przyjmować jako parametr.

Przeanalizowano wpływ bezwymiarowych wskaźników na wielkości geometryczne stopnia.

Opracowane procedury obliczeń poszczególnych rodzajów efektów dyssypacyjnych umożliwiają wyznaczanie strat energii w stopniach dla różnych warunków pracy turbosespołu. Od ich poprawnego wyznaczenia zależy dokładność modelowania linii rozprężania. Ma to podstawowe znaczenie w zagadnieniach diagnostyki cieplno-przepływowej i cieplno-wytrzymałościowej.

Wykorzystanie tych procedur umożliwia również analizę wpływu wybranych parametrów geometrycznych i cieplno-przepływowych na charakterystyki stopni. Może to być pomocne zarówno w projektowaniu nowych wysoko sprawnych turbin, jak również w przypadku modernizacji istniejących układów łopatkowych.

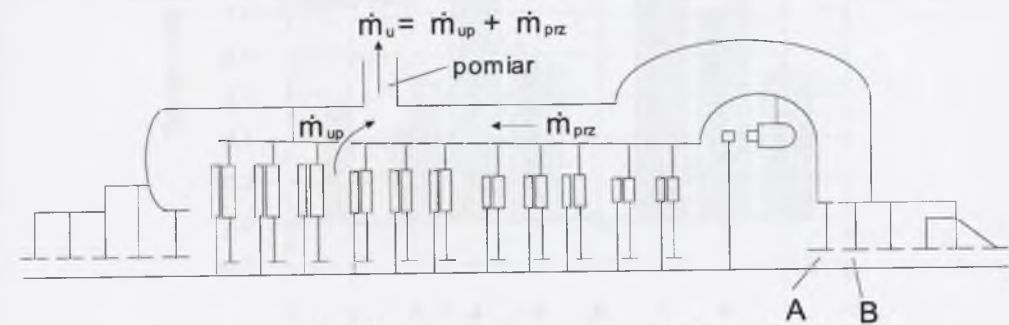
4. BADANIA LINII ROZPRĘŻANIA W DIAGNOSTYCE TURBIN PAROWYCH

4.1. Wyznaczenie linii rozprężania na podstawie pomiarów parametrów pary w upustach

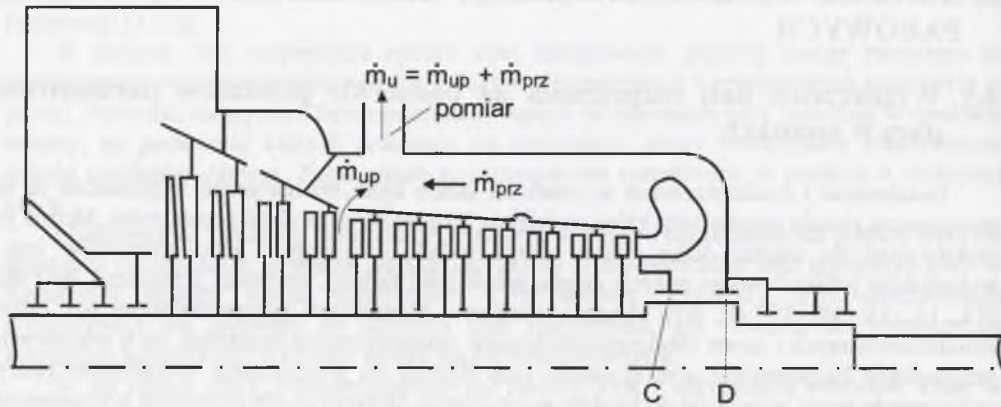
Instalowane i modernizowane w ostatnich latach bloki energetyczne wyposażone są w nowoczesne układy pomiarowe, które pozwalają gromadzić dużą ilość parametrów. Można je wykorzystać do ciągłej oceny pracy całego układu cieplnego i jego elementów (np.: wskaźników jednostkowego zużycia ciepła, sprawności turbiny, czystości skraplacza, itp.) np. [13, 14, 15, 18, 35, 40, 67]. Analiza wielkości mierzonych przeprowadzona dla kilku zmodernizowanych i nowo zbudowanych bloków energetycznych wskazuje, że w niektórych przypadkach bezpośrednie wykorzystanie tych danych do wyznaczenia wskaźników pracy turbosespołu może prowadzić do błędów w ich ocenie. Dotyczy to dla przykładu wyznaczenia sprawności i mocy wewnętrznej grup stopni lub części turbiny [28, 31, 48]. Przyczyny, dla których parametry pary (zwłaszcza temperatura) zmierzone w upuście różnią się od parametrów określonych z linii rozprężania, mogą wynikać zarówno z konstrukcji turbiny [46, 68], jak również z błędnych wskazań przyrządów pomiarowych lub ich złego umiejscowienia.

Taką sytuację obserwuje się w pierwszym upuście części WP (rys. 4.1) i drugim upuście części SP (rys. 4.2) turbiny 200 MW. Zmierzona w nich temperatura może znacznie odbiegać od rzeczywistej wartości temperatury pary na linii rozprężania. Jest to spowodowane przeciekami przez uszczelnienia labiryntowe kadłubów wewnętrznych oraz na połączeniu rurociągu, doprowadzającego parę świeżą, z kadłubem wewnętrznym. W przypadku części WP strumień pary pobierany z układu przepływowego do upustu (za 9 stopniem) \dot{m}_{up} łączy się ze strumieniem przecieku \dot{m}_{prz} , posiadającym znacznie wyższą temperaturę. Podobnie jest w części SP, gdzie strumień pobierany za 7 stopniem miesza się z przeciekiem przez uszczelnienie kadłuba wewnętrznego i na połączeniu rurociągu doprowadzającego parę wtórną.

Na rysunkach 4.3, 4.5, 4.7 i 4.9 przedstawiono linię rozprężania w czterech turbinach o mocy 200 MW dla różnych wartości obciążenia zmieniającego się w zakresie od 225 do 120 MW. Wyznaczono ją na podstawie pomiarów parametrów pary w upustach. Wybrano wyłącznie te upusty, w których parametry pary leżały w obszarze pary przegrzanej (cała część WP i SP oraz I grupa w części NP).



Rys. 4.1. Schemat części wysokoprężnej turbiny
Fig. 4.1. Diagram of the high-pressure unit of the turbine



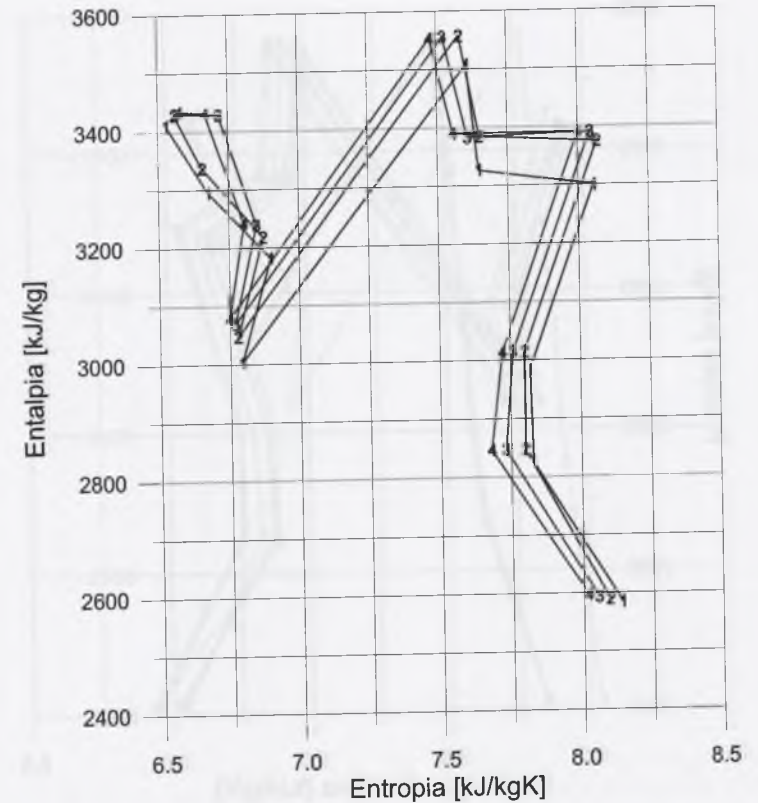
Rys. 4.2. Schemat części średnioprężnej turbiny
Fig. 4.2. Diagram of the medium-pressure unit of the turbine

Analiza przebiegu linii rozprężania (rys. 4.3, 4.5, 4.7 i 4.9) oraz sprawności grup stopni (rys. 4.4, 4.6, 4.8 i 4.10) wskazuje, że w niektórych grupach nie jest ona wyznaczona poprawnie. Główną przyczyną są tu przecieki pary. Otrzymano zarówno bardzo wysokie (powyżej jedności), jak i bardzo niskie (nawet ujemne) wartości sprawności niektórych grup stopni (w stopniach tej grupy zachodziłby spadek entropii).

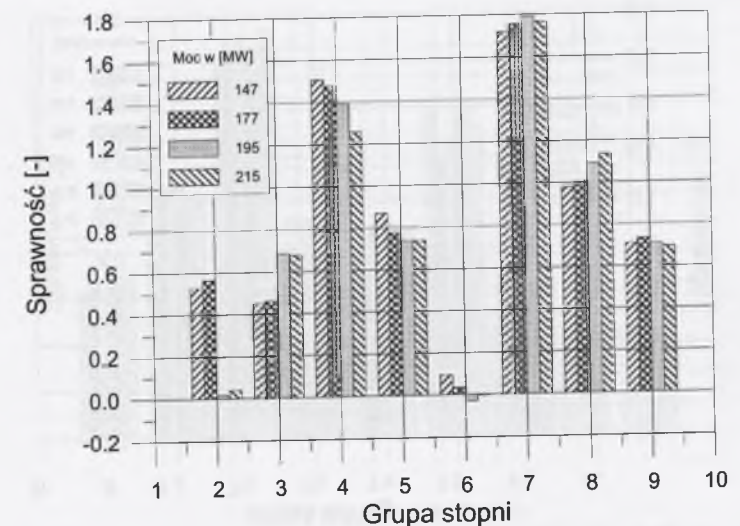
Na rysunkach 4.3 i 4.5 zilustrowano linie rozprężania w turbinach o dwupowłokowej konstrukcji kadłubów, natomiast na rys. 4.7 oraz 4.9 o konstrukcji jednopowłokowej. Widoczny jest tu wyraźnie wpływ konstrukcji na pomiar w upustach (zwłaszcza w cz. SP).

Sprawność wewnętrzną definiowano jako stosunek rzeczywistego spadku entalpii w grupie stopni (wyznaczonego na podstawie pomiarów ciśnienia i temperatury pary na wlocie i wylocie danej grupy) do spadku izentropowego.

Z przeprowadzonej analizy wynika, że wyznaczenie sprawności wewnętrznej grup stopni w oparciu o pomiar parametrów pary w upustach turbiny może w niektórych przypadkach prowadzić do nieprawidłowych wyników zarówno w określeniu mocy wewnętrznej części WP, SP i NP turbiny, jak również do błędów w obliczeniach bilansowych układu cieplnego turbozespołu. Wyznaczenie sprawności i mocy wewnętrznej turbiny (jej części) może być dokonane w wyniku obliczeń przepływu przez stopnie turbinowe. Te obliczenia muszą jednak uwzględniać proces mieszania strumieni pary przepływów głównych i przecieków.

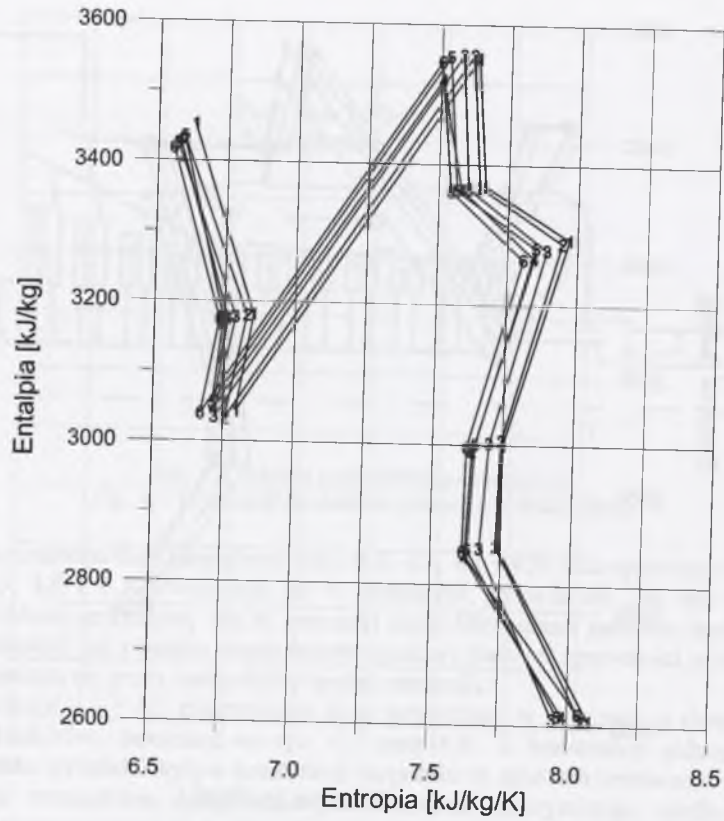


Rys. 4.3. Linia rozprężania w turbinie 200 MW na podstawie pomiarów
Fig. 4.3. Expansion line in a 200 MW turbine, based on measurements

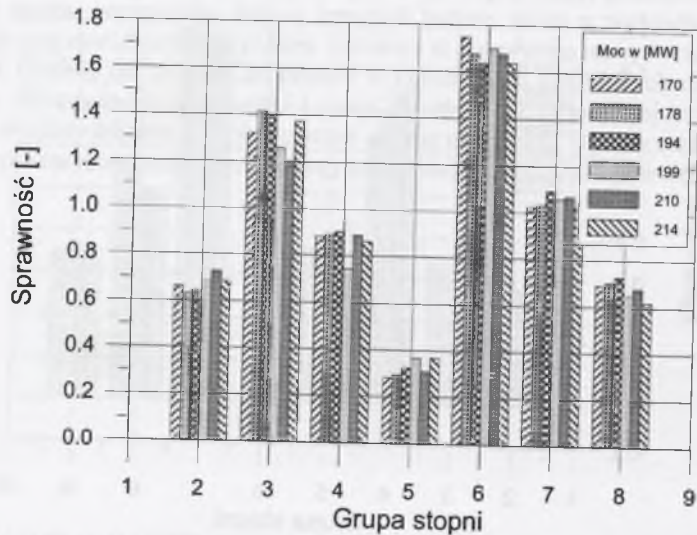


Rys. 4.4. Sprawność stopnia regulacyjnego (2) i grup cz. WP (3 i 4), cz. SP (5 - 8) oraz NP (9)

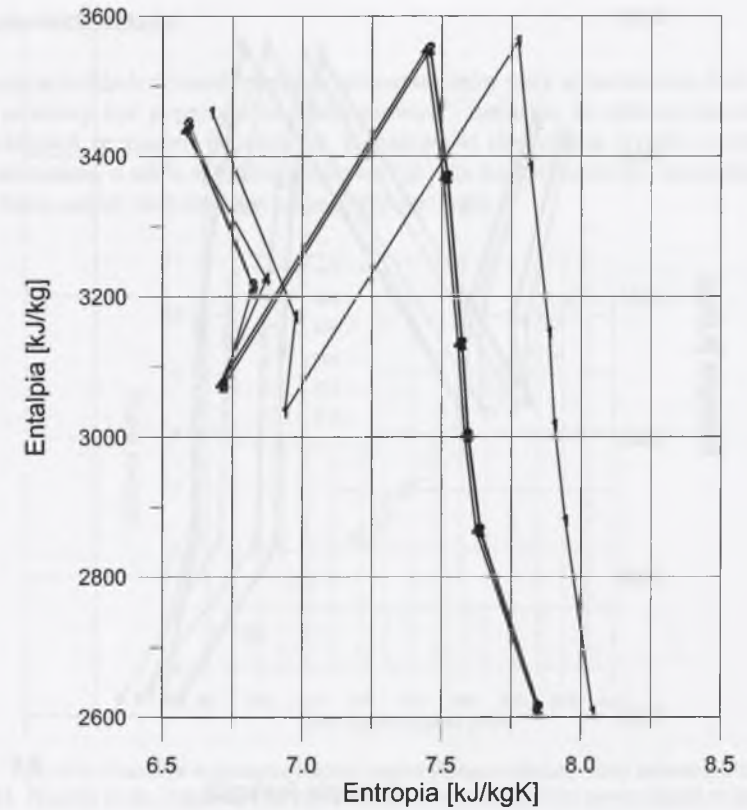
Fig. 4.4. Efficiency of the controlling stage (2) and of the group of the stages in the high-pressure unit (3 and 4), medium-pressure unit (5 - 8) and low-pressure unit (9)



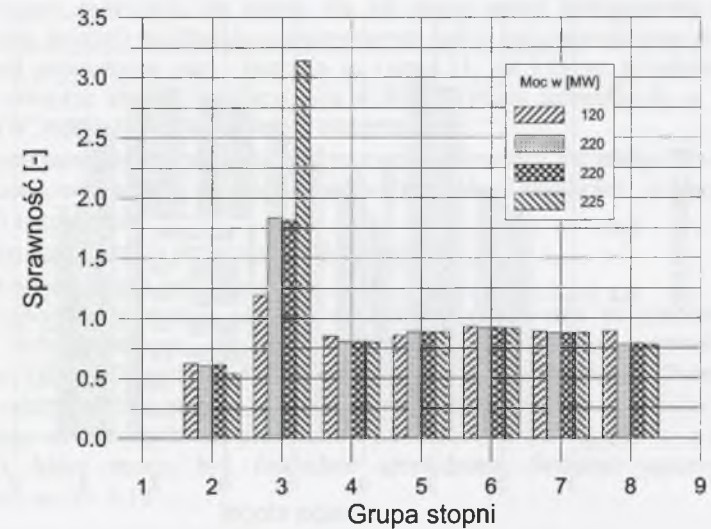
Rys. 4.5. Linia rozprężania w turbinie 200 MW na podstawie pomiarów
Fig. 4.5. Expansion line in a 200 MW turbine, based on measurements



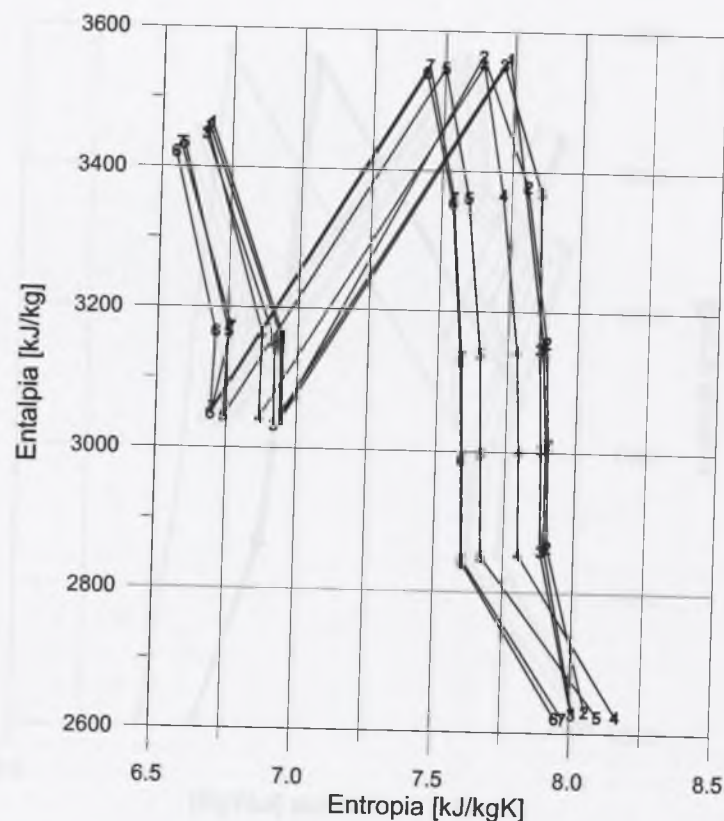
Rys. 4.6. Sprawność grup stopni cz. WP (2 i 3), cz. SP (4 – 7) oraz NP (8)
Fig. 4.6. Efficiency of the group of stages in the high-pressure unit (2 and 3), medium-pressure unit (4 – 7) and low-pressure unit (8)



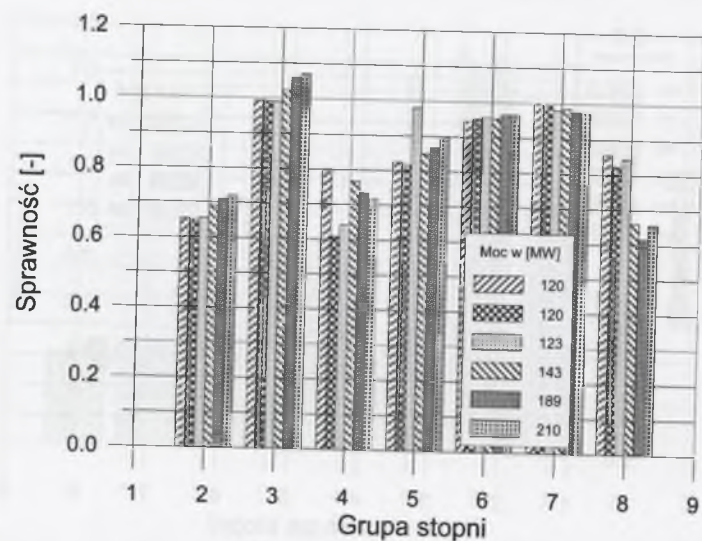
Rys. 4.7. Linia rozprężania w turbinie 200 MW na podstawie pomiarów
Fig. 4.7. Expansion line in a 200 MW turbine, based on measurements



Rys. 4.8. Sprawność grup stopni cz. WP (2 i 3), cz. SP (4 – 7) oraz NP (8)
Fig. 4.8. Efficiency of the group of stages in the high-pressure unit (2, 3), medium-pressure unit (3 – 7) and low-pressure unit (8)



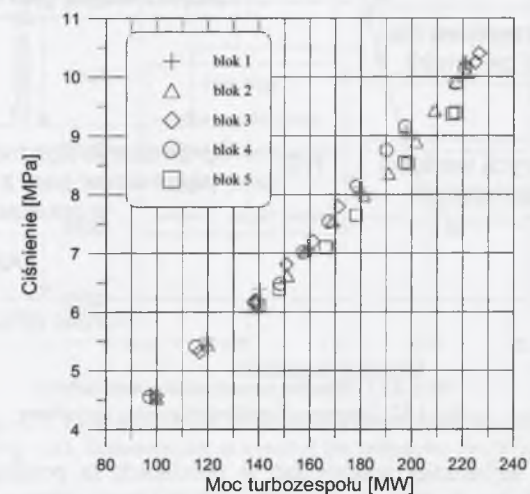
Rys. 4.9. Linia rozprężania w turbinie 200 MW na podstawie pomiarów
Fig. 4.9. Expansion line in a 200 MW turbine, based on measurements



Rys. 4.10. Sprawność grup stopni cz. WP (2 i 3), cz. SP (4-7) oraz NP (8)
Fig. 4.10. Efficiency of the group of stages in the high-pressure unit (2,3), medium-pressure unit (3-7) and low-pressure unit (8)

4.1.1. Skalowanie układu

Obliczenia rozkładu termodynamicznych parametrów pary w turbinie na linii rozprężania w turbinie powinny być poprzedzone „skalowaniem”, mającym na celu uzyskanie zgodności wyników obliczeń ze stanem faktycznym. Konieczność skalowania wynika z wymienionych procesów mieszania, a także z różnic geometrii (układu przepływowego, uszczelnień) między turbinami, które często dotyczą tego samego typoszeregu.



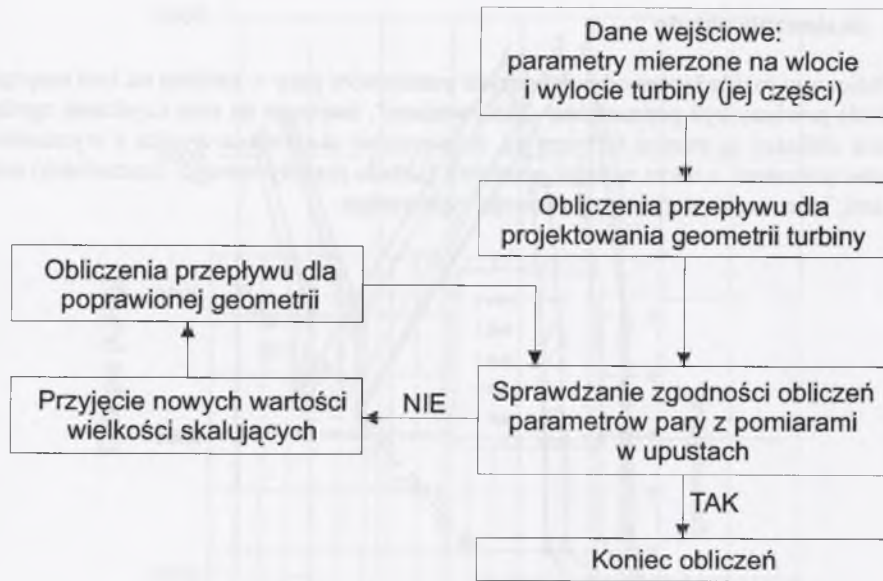
Rys. 4.11. Ciśnienie w komorze stopnia regulacyjnego w funkcji mocy turboszespołu
Fig. 4.11. Pressure in the chamber of the control stage as a function of the power output of the turbine

Stwierdzono, że nawet bardzo niewielkie różnice w geometrii układu łopatkowego oraz w geometrii uszczelnień mogą prowadzić do znacznych błędów w ocenie linii rozprężania. Te różnice geometrii powodują, że nawet dla tej samej mocy turboszespołu (tego samego strumienia pary świeżej) w układzie przepływowym turbin tego samego typu może ustalić się różny rozkład parametrów pary. Ilustruje to rys. 4.11, na którym przedstawiono zmianę ciśnienia w komorze stopnia regulacyjnego w funkcji mocy turboszespołu w 5 turbinach o mocy 200 MW, zainstalowanych w jednej elektrowni.

Te zmiany powinny być określone w procesie skalowania. Po przeprowadzeniu analizy wielkości, które mają wpływ na ten proces, wybrano dwie wielkości skalujące w modelu obliczeń linii rozprężania:

- liczbę zmniejszenia przekroju przelotowego τ ,
- wysokość szczelin uszczelnienia.

Jako wyjściową geometrię obiektu w procesie skalowania przyjmowano wielkości projektowe (lub zmienione, np. po modernizacji). Zmieniając parametry skalujące, poszukiwano zgodności parametrów obliczeniowych z pomierzonymi. Prowadząc proces skalowania należy mieć na uwadze, że dokładność modelu opisującego proces zachodzący w obiekcie zależy od wiarygodności parametrów pomiarowych (ich zgodności z rzeczywistymi wartościami), które muszą być dokładnie sprawdzone. Schemat procesu skalowania przedstawiono na rys. 4.12.



Rys. 4.12. Schemat metody skalowania turbiny
Fig. 4.12. Diagram of method of scaling the turbine

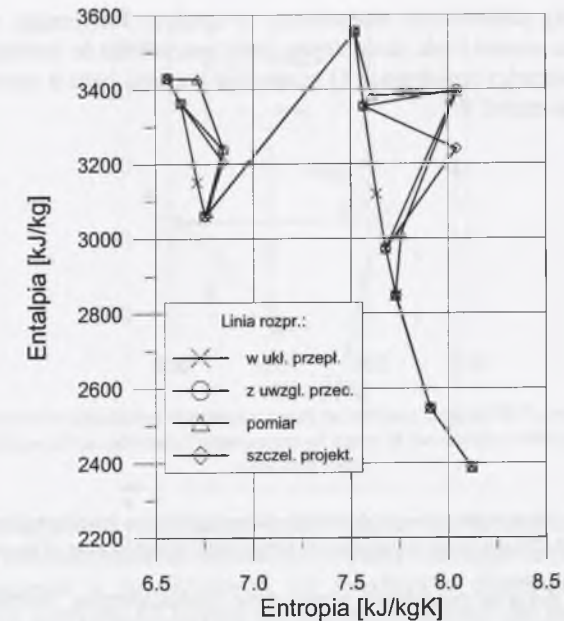
Stwierdzono, że najbardziej wiarygodne w pomiarach są pomiary ciśnienia, a także temperatury na wlocie i wylocie z części WP i SP. W pomiarach temperatury najczęściej dysponujemy w tych miejscach co najmniej dwoma niezależnymi pomiarami (np. temperatury na wylocie i temperatury do wymiennika zasilanego z tego wylotu).

Na rysunku 4.13 przedstawiono wyznaczoną na podstawie pomiarów oraz obliczeń linię rozprężania w układzie przepływowym oraz parametry pary w 1 upuście cz. WP i drugim upuście cz. SP przed i po skalowaniu. Temperaturę pary w upuście, do którego dopływają przecieki, określono z bilansu energii. Sposób jej wyznaczenia przedstawiono w następnym punkcie. Dla szczelin projektowych otrzymana z obliczeń temperatura jest niższa od mierzonych w tych upustach wartości, co świadczy o większych strumieniach przecieków do tych upustów. Są one, jak się okazuje, wywołane zmianą wysokości szczelin uszczelnienia w stosunku do projektowych. Dla rozpatrywanego przykładu turbiny 200 MW zgodność zmierzonej i obliczonej temperatury pary w analizowanych upustach uzyskano po następującej zmianie wysokości szczelin:

- z 0.001 na 0.00185 m – dla uszczelnienia kadłuba wewnętrznego cz. WP,
- z 0.001 na 0.00165 m – dla uszczelnienia kadłuba zewnętrznego cz. WP,
- z 0.00065 na 0.00175 m – dla uszczelnienia kadłuba wewnętrznego cz. SP.

Zwraca uwagę duża zmiana temperatury w upustach po skalowaniu spowodowana przeciekami. W 1 upuście cz. WP różnica między temperaturą pary w upuście i temperaturą pary pobieranej do tego upustu z układu przepływowego wynosi ok. 37 °C. Natomiast dla 2 upustu w cz. SP różnica ta jest znacznie większa i wynosi ok. 130 °C (dla szczelin projektowych ok. 60 °C).

W miarę dokładne oszacowanie w procesie skalowania zmiany wysokości szczelin i związanych z tym przecieków umożliwi określenie rzeczywistego strumienia płynącego przez układ przepływowy dla aktualnego stanu elementów turbiny i różnej wartości obciążenia. Prowadzi to do dokładniejszego wyznaczenia mocy poszczególnych modułów turbiny.



Rys. 4.13. Linia rozprężania dla obciążenia turbozespołu $N_{ei}=195$ MW
Fig. 4.13. Expansion line at a load of the turbine set $N=195$ MW

Przeprowadzona analiza wykazała, że układ można zazwyczaj skalować dla dowolnej wartości obciążenia turbozespołu. Jeśli skalowanie nie daje zadowalających wyników obliczeń dla innych wartości obciążenia, wówczas proces ten należy powtórzyć, przyjmując nowe dane pomiarowe.

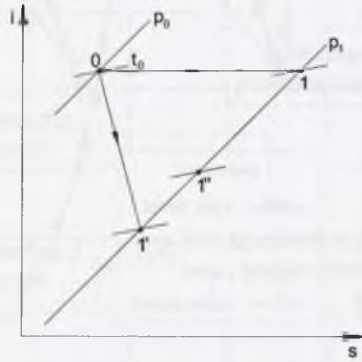
4.1.2. Ocena strumienia pary przepływającego przez układ przepływowy turbiny

W obliczeniach bilansowych bloku przyjmuje się, że strumień pary przepływający przez wirnik stopnia regulacyjnego i pierwszą grupę stopni nieregulowanych (do upustu) części WP jest równy zmierzonemu strumieniowi przed turbiną, pomniejszonemu o przecieki pary przez wrzeciona zaworów oraz przez uszczelnienie labiryntowe kadłuba wewnętrznego (rys 4.1). Strumień pobierany z 1 upustu części WP \dot{m}_u określany jest z bilansu cieplnego podgrzewacza regeneracyjnego. Znając ten strumień oraz jego entalpię (znana jest wartość ciśnienia i temperatury, punkt 1''), z równania bilansu energii można określić strumień przecieku o entalpii i_1 , który miesza się ze strumieniem pobieranym za 9 stopniem o entalpii i_1 (oznaczenia jak na rys. 4.14).

$$\dot{m}_{prz} = \dot{m}_u \frac{i_1' - i_1}{i_0 - i_1} \quad (4.1)$$

Wyznaczony w ten sposób strumień powinien być zbliżony do różnicy przecieków przez uszczelnienia A i B (rys. 4.1). Obliczenia wskazują jednak, że jego wartość jest znacznie większa od tej różnicy. Wynika stąd, że wysokość szczeliny uszczelnienia kadłuba wewnętrznego może być w niektórych przypadkach znacznie większa od przyjętej przez wytwórcę (ostrza tego uszczelnienia ulegają wytarciu w trakcie eksploatacji) bądź mało szczelne jest połączenie rurociągów, doprowadzających parę świeżą, z kadłubem wewnętrznym. Doświadczenia remontowe wskazują głównie na tę pierwszą przyczynę.

Przecieki te powodują podniesienie temperatury w upuście. Przyjmując wysokość szczeliny uszczelnienia, można ocenić ilość dodatkowej pary potrzebnej do podniesienia temperatury pary w upuście do wartości zmierzonej. O tę właśnie wartość będzie mniejszy strumień pary płynący przez stopnie części WP.



Rys. 4.14. Schemat do określenia temperatury w upuście turbiny
Fig. 4.14. Diagram of determining the temperature in the bleeder of the turbine

Podobne uwagi dotyczą przepływu przez część średnioprężną. Strumień pary pobierany do drugiego upustu tej części turbiny (za 7 stopniem) miesza się ze strumieniem przecieku przez uszczelnienie kadłuba wewnętrznego i połączenie rurociągów doprowadzających parę wtórną z kadłubem wewnętrznym (rys. 4.2).

Postać linii rozprężania pokazanych na rys. 4.3, 4.5, 4.7 i 4.9 wskazuje, że przecieki te mogą znacznie podnosić temperaturę w upuście.

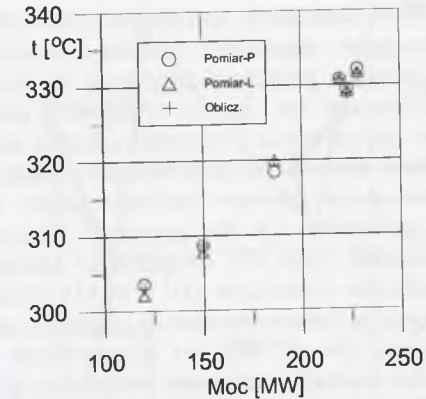
4.1.3. Weryfikacja modelowania linii rozprężania

Wykorzystując opracowane algorytmy i pogramy obliczeniowe wykonano obliczenia linii rozprężania dla różnych wartości obciążenia. Na rysunku 4.15 przedstawiono porównanie obliczonej temperatury pary na wylocie z części wysokoprężnej turbiny 200 MW z pomiarami gwarancyjnymi turbozespołu dla różnych wartości obciążenia (pomiar na wylocie dla strony prawej i lewej). Uzyskano bardzo dobrą zgodność wyników obliczeń z pomiarami. Różnica ta nie przekracza zwykle 1 K, co przedstawiono w tabl. 4.1. W obliczeniach wykorzystano jednowymiarowy model przepływu przez stopień regulacyjny i stopnie nieregulowane. W przypadku gdy turbina posiada stopień regulacyjny, o dokładności wyznaczenia parametrów pary dla różnej wartości obciążenia, w znacznym stopniu decyduje sposób obliczeń przepływu w tym stopniu.

Tablica 4.1

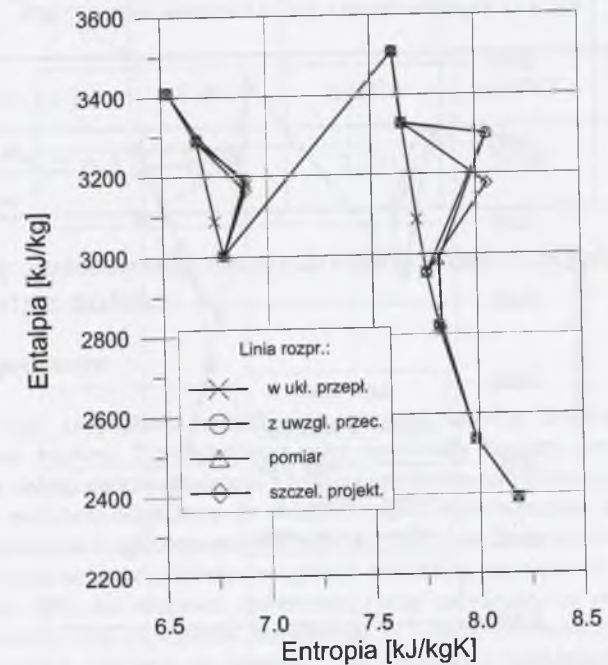
Porównanie obliczonej temperatury pary z wartością zmierzoną

Moc [MW]	$t_{wylot-obl}$ [°C] obliczenia	$t_{wylot-P}$ [°C] pomiar- P	$t_{wylot-L}$ [°C] pomiar- L	$t_{wylot-obl} - t_{wylot-P}$ [K]	$t_{wylot-obl} - t_{wylot-L}$ [K]
119.86	302.97	303.6	302.1	-0.63	0.87
149.71	308.69	308.7	307.8	-0.01	0.89
186.38	319.92	318.4	319.9	1.52	0.02
219.74	330.78	330.8	330.7	-0.02	0.08
223.42	328.84	329.4	329.1	-0.56	-0.26
228.77	331.41	332.1	331.6	-0.69	-0.19

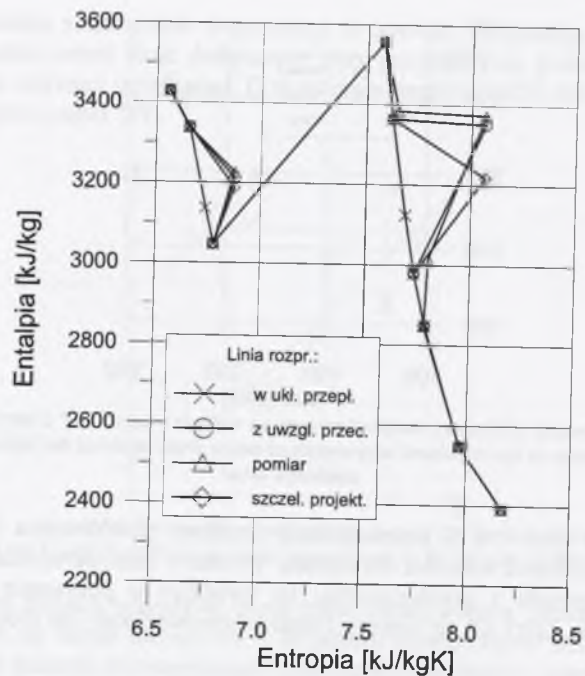


Rys. 4.15. Porównanie obliczonej temperatury pary na wylocie z części WP z wartością zmierzoną
Fig. 4.15. Comparison of the calculated temperature of steam at the outlet of the high-pressure unit with measured value

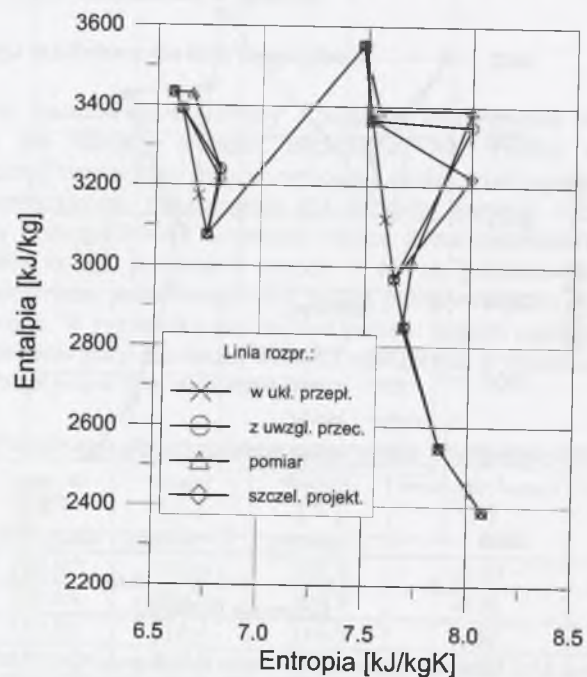
Na rysunkach 4.16 – 4.18 przedstawiono rezultaty modelowania linii rozprężania w turbinie dla trzech różnych wartości obciążenia. Wynika z nich, że uzyskano dobrą zgodność parametrów obliczonych z pomierzonymi, co świadczy o poprawnie przeprowadzonym procesie skalowania, który dla tej turbiny został przeprowadzony dla mocy turbozespołu 195 MW.



Rys. 4.16. Linia rozprężania dla obciążenia turbozespołu $N_{ei}=147$ MW
Fig. 4.16. Expansion line at a load of the turbine set $N=147$ MW



Rys. 4.17. Linia rozprężania dla obciążenia turbozespołu $N_{ei}=177$ MW
Fig. 4.17. Expansion line at a load of the turbine set $N=177$ MW



Rys. 4.18. Linia rozprężania dla obciążenia turbozespołu $N_{ei}=215$ MW
Fig. 4.18. Expansion line at a load of the turbine set $N=215$ MW

Ważnym parametrem, który wskazuje na dokładność modelowania obiegu, jest różnica między uzyskaną z obliczeń wartością sprawności entalpowej i wartością sprawności entropowej. Do wyrażenia na sprawność entropową wchodzi człon generacji entropii w układzie, który jest sumą przyrostów entropii we wszystkich elementach tego układu. Uwzględnia zatem wpływ każdego elementu i zachodzącego w nim procesu na integralną sprawność siłowni. Rezultaty przeprowadzonych obliczeń układu z turbiną kondensacyjną wskazują, że uzyskano dobrą zgodność wartości sprawności entropowej z wartością sprawności otrzymaną metodą entalpową, tabl. 4.2. Minimalna różnica wynosi 0.07 punktu procentowego dla obciążenia turbozespołu 195 MW, natomiast maksymalna 0.7 punktu procentowego dla obciążenia 215 MW. Dla mniejszych obciążeń różnica ta jest mniejsza od 0.2 punktu procentowego. Uzyskane różnice sprawności są znacznie mniejsze od pierwszych prób wykorzystania w modelowaniu obiegów metody entropowej, np. [28], ponieważ uwzględniono tutaj szereg czynników mających wpływ na dokładność obliczeń. Należy do nich zaliczyć przede wszystkim dokładniejsze modelowanie linii rozprężania w turbinie i uwzględnienie przecieków.

W tabelicy 4.2 pokazano również względną różnicę zmierzonego \dot{m}_{01_pom} i obliczonego strumienia \dot{m}_{01_obl} pary świeżej. Różnica ta zmienia się od ok. 0.1% do ok. 2.5%. Wielkość ta może być pomocna w analizie dokładności pomiaru strumienia pary.

Tabela 4.2

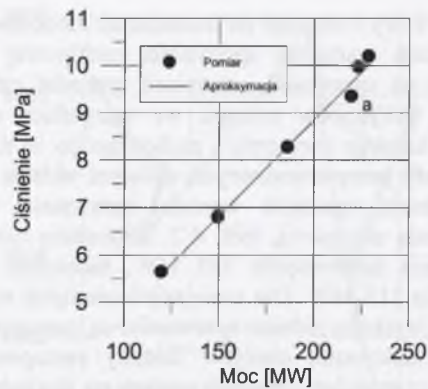
Porównanie sprawności i strumienia pary				
Moc [MW]	147	177	195	215
Zmiana wielkości				
$\eta_{ob_ent} - \eta_{ob_entr}$ [-]	-0.0019	-0.0014	-0.0007	0.0070
$\frac{\dot{m}_{01_pom} - \dot{m}_{01_obl}}{\dot{m}_{01_obl}}$ [%]	-2.583	-2.310	0.090	0.353

4.2. Przykłady zastosowania własnych obliczeń linii rozprężania w diagnostyce turbin

4.2.1. Korekta pomiarów

Obliczenia linii rozprężania umożliwiają również korektę błędów pomiarowych w układzie cieplnym siłowni. Przedstawiono niżej przykłady korekty pomiarów dla turbiny kondensacyjnej i układu elektrociepłowni z turbiną upustowo-kondensacyjną.

Gdyby jako parametr wejściowy do obliczeń części wysokoprężnej w turbinie 200 MW przyjąć pomiar ciśnienia w komorze stopnia regulacyjnego, to dla pomiaru oznaczonego literą „a” na rys. 4.19 obliczeniowe ciśnienie w upuście różniłoby się o ok. 14,5%, a na wylocie z części WP o ok. 40% od wartości zmierzonej (przy założeniu, że przez turbinę płynie strumień zmierzony). Dla strumienia mniejszego o 3,65% od zmierzonego uzyskuje się zgodność obliczonego ciśnienia w upuście i na wylocie z pomiarami. Prowadzi to do wniosku, że popełniony został błąd pomiaru strumienia lub ciśnienia w komorze stopnia regulacyjnego. Położenie tego punktu na rys. 4.19 wskazuje na tę drugą możliwość popełnienia błędu.



Rys. 4.19. Ciśnienie w komorze stopnia regulacyjnego w funkcji mocy turbozespołu

Fig. 4.19. Pressure in the chamber of the control stage as a function of the power output of the turbine set

W drugim przypadku analizowano obieg elektrociepłowni z turbiną upustowo-kondensacyjną o mocy elektrycznej 70 MW i cieplnej 115 MW. W systemie pomiarowym tej elektrociepłowni zbierane są wszystkie parametry pary w turbinie oraz parametry wody w układzie regeneracji. Mierzone są również wartości strumienia pary doprowadzanej do turbiny, strumienia wody zasilającej kocioł i strumienia wody płynącej do odgazowywacza. Ponadto mierzone są również strumień wody chłodzącej i jej temperatura na wlocie i wylocie skraplacza. Układ jest zatem bardzo dobrze opomiarowany, co powinno umożliwiać jego dokładne zbilansowanie.

Na podstawie parametrów pary zmierzonych w układzie turbiny (wlot i wylot z turbiny, upusty regeneracyjne i ciepłowniczy) wyznaczono linię rozprężania. Dla rozpatrywanych wartości obciążenia cieplnego wszystkie punkty, łącznie z wylotem z części niskoprężnej, leżały w obszarze pary przegrzanej (rys. 4.20). W przypadku turbin upustowo-kondensacyjnych taki przebieg linii rozprężania nie budzi zastrzeżeń co do poprawności pomiarów, ponieważ na skutek dużego przymknięcia przesłony obrotowej i związanego z tym dławienia pary płynącej do cz. NP punkt końcowy linii rozprężania może znaleźć się w obszarze pary przegrzanej.

Dla każdego wymiennika regeneracyjnego tego układu można z równania bilansu energii wyznaczyć bezpośrednio (tylko na podstawie pomiarów) strumień pary pobieranej z upustu, bez potrzeby rozwiązywania układu równań bilansowych opisujących cały układ cieplny.

Sprawdzenie prowadzonych w ten sposób obliczeń może być dokonane przez porównanie wyznaczonej z obliczeń wartości mocy elektrycznej turbozespołu, jak również przez porównanie strumienia przekazanego w skraplaczu ciepła przez parę ze strumieniem ciepła wyznaczonym z bilansu wody chłodzącej.

Dla tak wykonanych obliczeń otrzymano wyniki znacznie różniące się od wartości mierzonych. I tak, moc elektryczna była o ok. 7.1 MW niższa od mierzonej (dla mocy zmierzonej 56.7 MW), natomiast strumień ciepła wyznaczony z bilansu po stronie pary i wody chłodzącej w skraplaczu różnił się o ok. 7.6 MW. Obliczenia te przedstawiono w tabl. 4.3, w kolumnie wariant 1. Podjęta analiza linii rozprężania wykazała, że pomiar ciśnienia w upuście ciepłowniczym jest błędny. Jeśli linię rozprężania skoryguje się na podstawie obliczeń przepływu w turbinie (rys. 4.20) i tak wyznaczone parametry (dwa końcowe punkty linii rozprężania) wykorzysta się do obliczeń bilansowych prowadzonych jak w wariant 1, wówczas otrzymuje się dobrą zgodność obliczeń z pomiarami (wariant 2 w tabl. 4.3). Natomiast bardzo dobrą zgodność tych wielkości otrzymuje się po rozwiązaniu układu równań modelujących badany układ cieplny (wariant 3 w tabl. 4.3).

Na rysunku 4.21 przedstawiono porównanie zmierzonej i obliczonej wartości ciśnienia w upuście ciepłowniczym turbiny upustowo-kondensacyjnej dla wybranej wartości obciążenia.

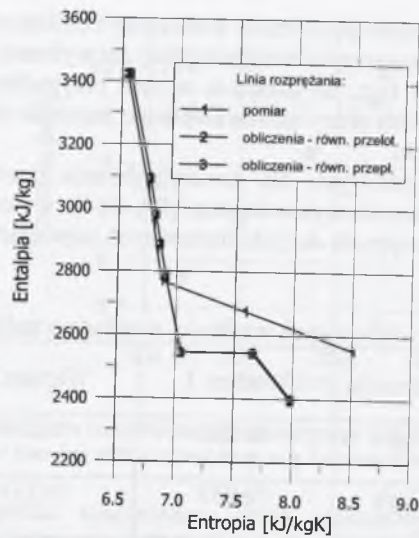
Należy zwrócić uwagę na fakt, że przyjęcie w tym przypadku mierzonych wartości ciśnienia pary w upuście do analizy pracy układu cieplnego prowadzi do znacznych błędów w ocenie efektywności turbozespołu.

W diagnostyce siłowni parowych dla uwiarygodnienia pomiarów energetycznych wykorzystuje się również rachunek wyrównawczy [99, 114]. Umożliwia to identyfikację punktów pomiarowych dostarczających danych obciążonych największymi błędami.

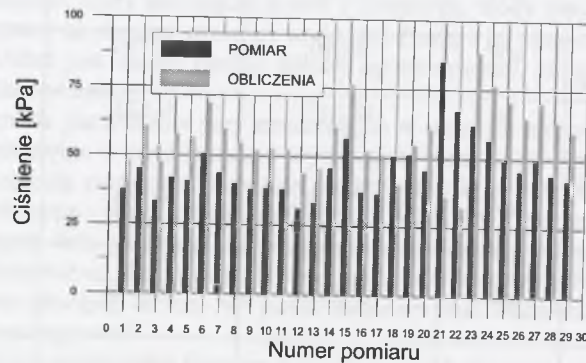
Tablica 4.3

Porównanie mierzonych i obliczonych wielkości w układzie turbiny ciepłowniczej

Wielkość	Jednostka	Wariant 1	Wariant 2	Wariant 3
Strumień pary świeżej - pomiar	kg/s	70.233	70.233	70.233
Strumień pary świeżej - obliczenia	kg/s	70.233	70.233	70.196
Względna różnica strumienia pary	%	0.000	0.000	0.053
Moc elektryczna turbozespołu - pomiar	kW	56708	56708	56708
Moc elektryczna turbozespołu - obliczenia	kW	49610	56780	56708
Względna różnica mocy elektrycznej	%	12.517	0.123	0.000
Strumień ciepła oddanego w skraplaczu z bilansu pary	kW	37268	31091	30139
Strumień ciepła oddanego w skraplaczu z bilansu wody chłodzącej	kW	29648	29648	29648
Względna różnica strumienia ciepła w skraplaczu	%	20.446	4.641	1.629



Rys. 4.20. Linia rozprężania w turbinie upustowo-kondensacyjnej
Fig. 4.20. Expansion line in a bleeder-condensation turbine



Rys. 4.21. Zmierzona i obliczona wartość ciśnienia w upuście ciepłowniczym
Fig. 4.21. Measured and calculated value of the steam pressure in the bleeder

4.2.2. Wyznaczenie sprawności i mocy wewnętrznej turbiny parowej

Sprawność wewnętrzną turbiny można wyznaczyć na podstawie:

1. Pomiarów na obiekcie rzeczywistym
2. Obliczeń linii rozprężania w turbinie.

Pierwsza metoda jest powszechnie wykorzystywana do wyznaczenia wskaźników pracy turbozespołu na podstawie pomiarów ciepłych bloku. Polega ona na wyznaczeniu sprawności wewnętrznej części wysoko- i średnioprężnej turbiny w oparciu o pomiar ciśnienia i temperatury w upustach turbiny. W niektórych przypadkach metoda ta nie daje poprawnych rezultatów. Może to prowadzić do błędów zarówno w ocenie sprawności, jak i mocy wewnętrznej poszczególnych części turbiny. Na przykład, moc części niskoprężnej określa się jako różnicę całkowitej mocy wewnętrznej turbiny i jej części wysoko- i średnioprężnej. Ma to szczególne znaczenie zwłaszcza w badaniach turbozespołu po modernizacji, ponieważ część NP jest najczęściej modernizowanym elementem turbiny.

Wyznaczenie sprawności części WP turbiny 200 MW na podstawie pomiarów bilansowych bloku prowadzi się w następujący sposób (rys. 4.22):

- Łączy się punkt charakteryzujący stan pary przed zaworami odcinającymi z punktem określającym stan pary na wylocie z części WP.
- Temperaturę za 9 stopniem wyznacza punkt przecięcia linii rozprężania (punkt 1) z izobarą dla zmierzonego ciśnienia w upuście.

Podobnie określa się temperaturę pary w 2 upuście części SP.

Tak wyznaczone parametry pary w upustach prowadzą do nieprawidłowej oceny sprawności i mocy wewnętrznej części WP i SP turbiny.

Wyznaczona na ich podstawie moc części WP wynosi (rys. 4.22):

$$N_1 = \dot{m}_0(i_0 - i_1) + (\dot{m}_0 - \dot{m}_{up})(i_1 - i_2) \quad (4.2)$$

Natomiast moc rzeczywista (na podstawie linii rozprężania) jest równa:

$$N_2 = \dot{m}_0(i_0 - i'_1) + (\dot{m}_0 - \dot{m}_{up})(i'_1 - i_2), \quad (4.3)$$

gdzie:

\dot{m}_0 – strumień pary przepływający przez wimik stopnia regulacyjnego i pierwszą grupę stopni nieregulowanych,

\dot{m}_{up} – strumień pobierany do upustu za 9 stopniem.

Moc części wysokoprężnej otrzymana na podstawie parametrów w upuście wyznaczonych z pomiarów ciśnienia i temperatury na wlocie (przed zaworami odcinającymi) i wylocie części WP oraz ciśnienia w upuście różni się o

$$\Delta N = N_1 - N_2 = \dot{m}_{up}(i'_1 - i_1) \quad (4.4)$$

od wartości otrzymanej w wyniku obliczeń przepływu przez część wysokoprężną.

Różnica sprawności wewnętrznej wynosi w tym przypadku:

$$\Delta \eta_i = \frac{\dot{m}_0(i_0 - i_1) + (\dot{m}_0 - \dot{m}_{up})(i_1 - i_2) - \dot{m}_0(i_0 - i'_1) + (\dot{m}_0 - \dot{m}_{up})(i'_1 - i_2)}{\dot{m}_0(i_0 - i_{1s}) + (\dot{m}_0 - \dot{m}_{up})(i_1 - i_{2s}) - \dot{m}_0(i_0 - i_{1s}) + (\dot{m}_0 - \dot{m}_{up})(i'_1 - i_2)} \quad (4.5)$$

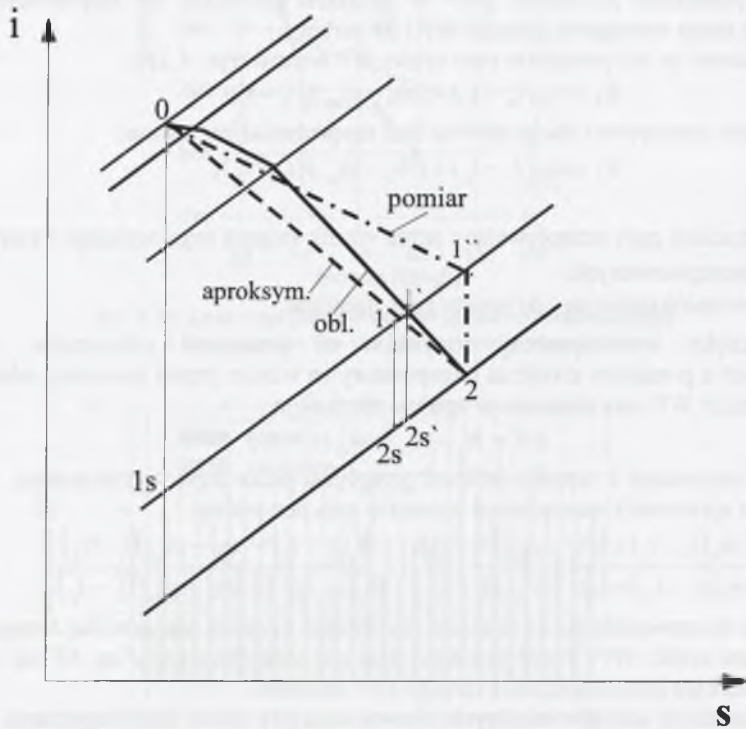
Różnice te spowodowane są brakiem możliwości pomiaru rzeczywistej temperatury pary za 9 stopniem części WP. Podobne uwagi dotyczą przepływu przez cz. SP tej turbiny, dla której przybliża się linię rozprężania między 1 i 3 upustem.

W obliczeniach układów ciepłych siłowni końcowy punkt linii rozprężania (za częścią NP) określa się zwykle w sposób pośredni, najpierw wyznaczając moc cz. NP przez odejęcie od mocy turbiny wyznaczonej z zależności $N_i = N_{el}/(\eta_m \eta_g)$ moc części WP i SP

wyznaczonej na podstawie obliczeń bilansowych. Na tej podstawie znajduje się położenie tego punktu na wykresie i-s. Moc cz. WP i SP określona wyłącznie w oparciu o parametry pary mierzone w upustach turbiny może być obciążona, jak powiedziano wcześniej, znacznym błędem, co przeniesie się na moc cz. NP i tym samym na położenie końcowego punktu ekspansji. Należy zwrócić uwagę, że wyznaczone w ten sposób parametry pary za turbiną są parametrami spoczynkowymi a nie statycznymi. Dla współczesnych turbin energia kinetyczna pary wylotowej z ostatniego stopnia dochodzić może do 35 kJ/kg. Prowadzi to do błędów w określeniu parametrów pary w upustach cz. NP, położonych w obszarze pary mokrej. Są one określane w punkcie przecięcia izobary dla ciśnienia upustu z linią łączącą wlot do cz. NP z wyznaczonym końcowym punktem ekspansji. Dodatkowe utrudnienie w dokładnym wyznaczeniu końcowego punktu linii rozprężania sprawia przyjmowana do obliczeń wartość ciśnienia za cz. NP. Może być ono bowiem mierzone w skraplaczu lub na wylocie z ostatniego stopnia. Dokładniejsze rozwiązanie tego zagadnienia może być dokonane w wyniku analizy przepływu przez stopnie cz. NP. Umożliwia ona, oprócz dokładniejszego wyznaczenia końcowej linii ekspansji, ocenę wpływu szeregu czynników (np. ciśnienia w

skraplaczu) na pracę ostatniego stopnia i całej części NP. Zostanie to szerzej przedstawione w kolejnym punkcie.

Z rozważań tych wynika, że w przypadku braku możliwości oceny sprawności poszczególnych grup stopni na podstawie pomiarów parametrów pary należy ją wyznaczać poprzez obliczenia linii rozprężania w turbinie. Pozwala to bowiem na dokładniejszą ocenę mocy i sprawności poszczególnych części turbiny oraz uzyskanie dokładniejszych wartości parametrów czynnika w dowolnym miejscu obiegu.



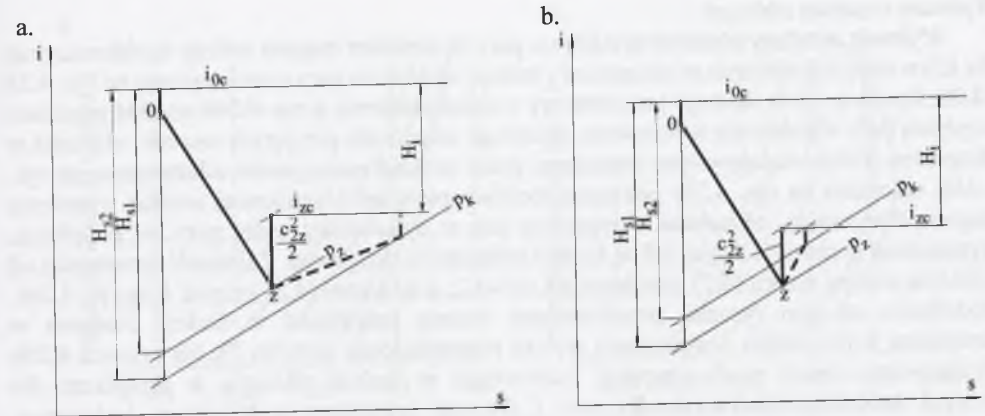
Rys. 4.22. Różne sposoby wyznaczania linii rozprężania w części WP
Fig. 4.22. Various ways of determining the expansion lines in the high-pressure unit

4.2.3. Wpływ ciśnienia w skraplaczu na pracę ostatniego stopnia części niskoprężnej turbiny

W przypadku eksploatowanych już turbin oraz prób ich modernizacji, zwłaszcza części niskoprężnych, dobór odpowiedniego ciśnienia w skraplaczu jest jednym z istotnych czynników wpływających na sprawność konwersji energii. Analiza wpływu ciśnienia w skraplaczu na pracę ostatniego stopnia i całej części niskoprężnej jest złożonym zagadnieniem ze względu na skomplikowaną strukturę przepływu w części niskoprężnej, a zwłaszcza w ostatnim stopniu oraz króćcu wylotowym do skraplacza.

Sprawność wewnętrzną przemiany w grupie stopni turbiny definiuje się w postaci:

$$\eta_i = \frac{i_{0c} - i_{zc}}{H_s} \quad (4.6)$$



Rys. 4.23. Linia rozprężania w części niskoprężnej turbiny: z wylotem bezdyfuzorowym (a), z dyfuzorem końcowym (b)

Fig. 4.23. Expansion line in the low-pressure unit of the turbine: outlet without a diffuser (a), with a diffuser (b)

Dla części niskoprężnej wartość H_s może być przyjmowana jako H_{s1} lub H_{s2} (rys. 4.23) [70] i wówczas sprawność charakteryzującą układ łopatkowy liczymy ze wzoru:

$$\eta_{i1} = \frac{i_{0c} - i_{zc}}{H_{s1}} \quad (4.7)$$

a sprawność układu łopatkowego łącznie z króćcem wylotowym określa się z zależności:

$$\eta_{i2} = \frac{i_{0c} - i_{zc}}{H_{s2}} \quad (4.8)$$

W obliczeniach części NP często wygodniej korzystać z zapisanej w innej postaci definicji sprawności. Na przykład w przypadku badania wpływu ostatniego stopnia na sprawność części NP można korzystać ze wzoru [30]:

$$\eta_{iNP} = \frac{l_{NP}^{(z-1)} + i_{0c} - i_{zc}}{H_s} \quad (4.9)$$

który po prostym przekształceniu przyjmuje postać:

$$\eta_{iNP} = \frac{l_{NP}^{(z-1)}}{H_s} + \eta_i^{(z)} \frac{h_{zc}^{(z)}}{H_s} \quad (4.10)$$

gdzie:

$l_{NP}^{(z-1)}$ – praca wewnętrzna (z-1) stopni,

$\eta_i^{(z)}$ – sprawność wewnętrzna ostatniego stopnia,

$h_{zc}^{(z)}$ – całkowity rozporządzalny spadek entalpii w ostatnim stopniu.

W miejsce H_s podstawia się H_{s1} lub H_{s2} . Sprawność wewnętrzną ostatniego stopnia oblicza się z zależności:

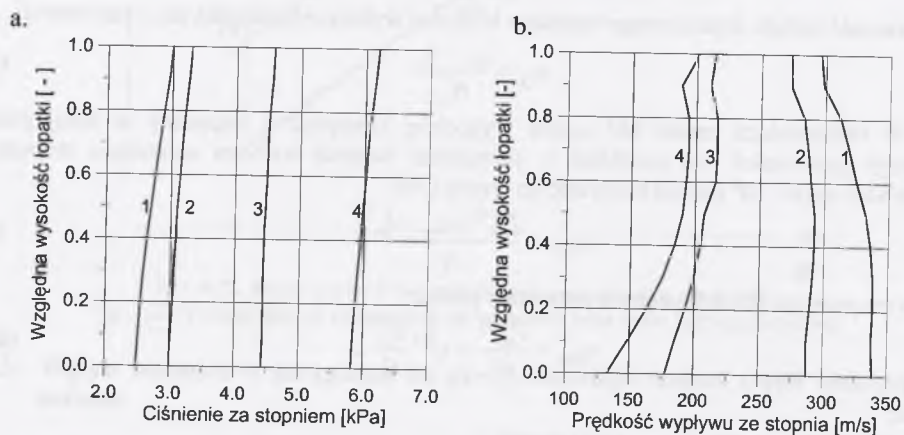
$$\eta_i^{(z)} = \frac{i_{0c}^{(z)} - i_{zc}^{(z)}}{h_{zc}^{(z)}} \quad (4.11)$$

gdzie $(i_{0c}^{(z)} - i_{zc}^{(z)})$ – rzeczywisty spadek entalpii całkowitej w stopniu.

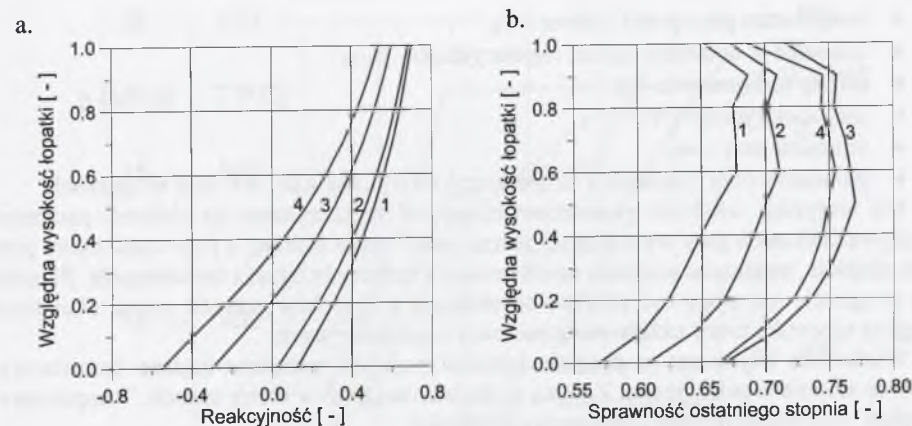
Wybrane rezultaty obliczeń

Wybrane rezultaty obliczeń przepływu pary w ostatnim stopniu turbiny kondensacyjnej dla kilku wartości ciśnienia w skraplaczu i stałego strumienia pary przedstawiono na rys. 4.24 –4.26. Rysunek 4.24a ilustruje promieniowy rozkład ciśnienia, a rys. 4.24b rozkład prędkości wypływu pary w przekroju wylotowym ostatniego stopnia dla przyjętych wartości ciśnienia w skraplaczu. Odpowiadający tym warunkom pracy rozkład reakcyjności zilustrowano na rys. 4.25a, natomiast na rys. 4.25b pokazano rozkład sprawności łopatkowej wzdłuż wysokości stopnia. Przyjmując, że turbina wyposażona jest w dyfuzorowy wylot pary do skraplacza, wyznaczono sprawność części NP w funkcji ciśnienia w skraplaczu. Zależność sprawności od ciśnienia według wzoru (4.7) przedstawia krzywa 2, a ze wzoru (4.8) krzywa 1 na rys. 4.26a. Dodatkowo na tym rysunku przedstawiono zmianę sprawności w funkcji ciśnienia w skraplaczu w przypadku zastosowania wylotu rozprężającego (krzywa 3). Na rysunku 4.26b zilustrowano rozwój strefy stagnacji (oderwania) w funkcji ciśnienia w skraplaczu dla różnych króćców wylotowych. Krzywa 1 dotyczy przepływu z dyfuzorem końcowym, natomiast krzywa 2 przepływu z wylotem bezdyfuzorowym.

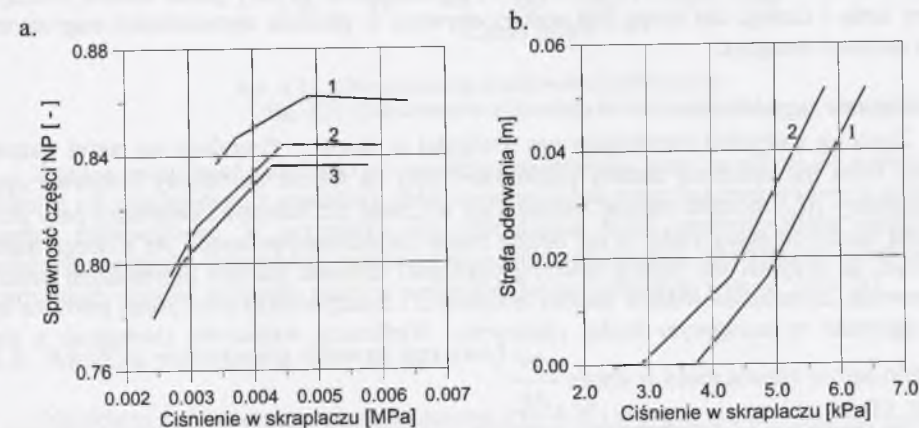
Obliczenia przepływu przez część niskoprężną stanowią ważny fragment diagnostyki ciepłno-przepływowej, pozwalają bowiem na wyznaczenie końcowego punktu linii rozprężania w turbinie kondensacyjnej (leżącego w obszarze pary mokrej). Zadanie to było w ostatnich latach przedmiotem szeregu prac, np. w [43] rozpatrywano metodę oceny sprawności części niskoprężnych turbin opartą na pomiarach parametrów przepływu pary w obszarze między stopniami, natomiast w [105] przedstawiono przybliżoną metodę szacowania wartości entalpii pary wylotowej z turbiny w algorytmie obliczeń siłowni.



Rys. 4.24. Promieniowy rozkład: ciśnienia (a), prędkości (b) za stopniem
Fig. 4.24. Radial distribution of the pressure (a) and velocity (b) at the outlet of the stage



Rys. 4.25. Promieniowy rozkład: reakcyjności (a), sprawności łopatkowej (b)
Fig. 4.25. Radial distribution: degree of reaction (a), blade efficiency (b)



Rys. 4.26. Wpływ ciśnienia w skraplaczu: na sprawność części NP (a), na wielkość strefy oderwania u podstawy stopnia (b)

Fig. 4.26. The influence of pressure in the condenser: on the efficiency of the low-pressure unit (a), on the height of the flow separation zone at the root of the stage (b)

4.2.4. Modelowanie rozkładu parametrów pary w turbinie dla potrzeb jej optymalnego uruchamiania

Ważnym elementem procedury optymalizacji on-line rozruchu turbin jest algorytm obliczeń ciepłno-przepływowych, w którym następuje przeliczenie pożądanego przyrostu temperatury pary omywającej elementy turbiny na parametry procesowe [95, 96, 97, 98].

Sformułowanie zagadnienia

Dana jest temperatura pary w komorze stopnia regulacyjnego T_{KSR} dla czasu τ . Z procedury obliczeń naprężeń wyznacza się pożądaną wartość przyrostu temperatury w komorze stopnia regulacyjnego T_{KSR} w czasie $\Delta\tau$. Należy ją określić na podstawie dostępnych parametrów otrzymywanych z układu pomiarowego. Zwykle są to następujące wielkości:

- ciśnienie pary przed turbiną – p_0

- temperatura pary przed turbiną – T_0
- ciśnienie w komorze stopnia regulacyjnego – p_{KSR}
- obroty turbozespołu – n
- moc elektryczna – N
- strumień pary – m_0
- parametry pary (ciśnienie i temperatura) na wylocie z cz. WP oraz w upustach

Nie wszystkie wielkości pomiarowe mogą być wykorzystane do obliczeń parametrów przepływu. Strumień pary wytwarzanej przez kocioł zasila turbinę, a jego część może płynąć przez obejście, zwłaszcza w czasie uruchamiania i zmian obciążenia turbozespołu. Parametry pary w upuście nie mogą być przyjęte do obliczeń w szerokim zakresie zmian obciążenia z uwagi na specyfikę pracy układu podgrzewaczy regeneracyjnych.

Wielkością wejściową w procesie optymalizacji jest pożądana zmiana temperatury w komorze stopnia regulacyjnego. Zmianę tę można osiągnąć w różny sposób. Temperatura za stopniem regulacyjnym zależy od szeregu wielkości:

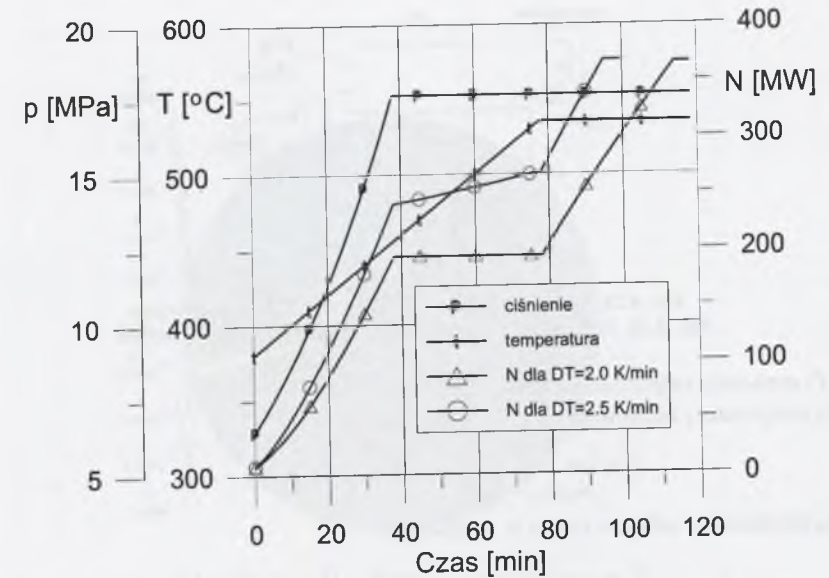
$$T_{KSR} = f(p_0, T_0, p_{KSR}, n, N, \text{sposób rozrządu}) \quad (4.12)$$

W procesie optymalizacji należy wybrać wielkości, którymi można sterować w celu uzyskania żądanej temperatury. Ciśnienie p_0 i temperatura T_0 pary przed turbiną zależą od pracy kotła i dlatego nie mogą być wykorzystywane w procesie optymalizacji nagrzewania jako zmienne sterujące.

Rozwiązanie zagadnienia

Znane są wszystkie interesujące nas wielkości w chwili τ . Poszukuje się takiej wartości mocy, która dla założonej zmiany parametrów pary na wlocie do turbiny (ciśnienia Δp_0 i temperatury ΔT_0) zapewni żądaną zmianę T_{KSR} w czasie $\Delta \tau$. Ponieważ parametry pary przed turbiną zależą od pracy kotła, to nie będzie znany ich przyrost po czasie $\Delta \tau$. Dlatego należy założyć, że przyrost ten będzie równy przyrostowi takiemu jak dla poprzednich kroków czasowych. Ewentualna różnica między założonym i rzeczywistym przyrostem powinna być skorygowana w następnym kroku czasowym. Wielkością wyjściową (sterującą) z tego modułu będzie zmiana mocy w czasie $\frac{\Delta N}{\Delta \tau}$.

Na rysunku 4.27 przedstawiono rezultaty obliczeń optymalnej zmiany mocy turbiny w czasie jej uruchamiania dla założonej zmiany temperatury i ciśnienia pary przed turbiną oraz przyjętego przyrostu temperatury w komorze stopnia regulacyjnego $\Delta T_{KSR} = 2$ i 2.5 K/min.



Rys. 4.27. Charakterystyka uruchomienia turbozespołu
Fig. 4.27. Characteristics of starting a turbine set

Zmiana mocy zależy zarówno od przebiegu parametrów pary na wlocie do turbiny, jak również od otrzymanego z procedury obliczania naprężeń przyrostu temperatury w komorze stopnia regulacyjnego. W przypadku gdy podnoszenie mocy spowodowałoby wyższy od założonego przyrost temperatury, wówczas następuje wstrzymanie naboru mocy (wychodząca z procedury wartość przyrostu mocy w następnym kroku czasowym wynosi $\Delta N = 0$).

4.3. Analiza entropowa siłowni parowej

Dla układu zaznaczonego osłoną bilansową (rys. 4.28) zapisuje się np. [21, 22, 32, 80]:
– równanie bilansu energii

$$\dot{Q}_2 - \dot{Q}_1 - \dot{Q}_3 - H_0 = N^{(b)} - N_{pw}^{(1)} \quad (4.13)$$

oraz równanie bilansu entropii

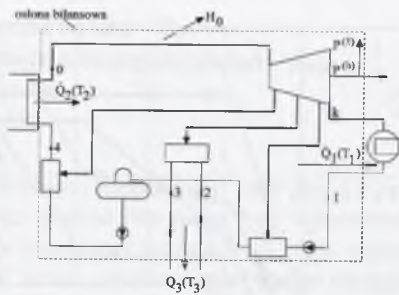
$$\frac{\dot{Q}_1}{T_1} + \frac{\dot{Q}_3}{T_3} - \frac{\dot{Q}_2}{T_2} + \dot{S}_0 = \dot{S}_{gen} \quad (4.14)$$

gdzie:

H_0 – strata ciepła do otoczenia,

\dot{S}_0 – przyrost entropii związanej ze stratą entalpii H_0 ,

\dot{S}_{gen} – suma zmian entropii w turbozespołe, układzie regeneracji, w wymienniku ciepłowniczym, w pompach wody zasilającej oraz po stronie wodnej i parowej kotła i po stronie parowej skraplacza.



Rys. 4.28. Schemat układu z turbiną upustowo-kondensacyjną
Fig. 4.28. Diagram of a system with a bleeder-condensation turbine

T_1 , T_2 i T_3 oznaczają odpowiednio (rys. 4.28):

– średnią temperaturę doprowadzenia ciepła do obiegu

$$T_2 = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{m}_0(s_0 - s_4)}, \quad \text{gdzie } \dot{Q}_2 = \dot{m}_0(i_0 - i_4)$$

– średnią temperaturę odbioru ciepła w skraplaczu

$$T_1 = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_k(s_k - s_1)}, \quad \text{gdzie } \dot{Q}_1 = \dot{m}_k(i_k - i_1)$$

– średnią temperaturę przekazywania ciepła w wymienniku ciepłowniczym

$$T_3 = \frac{\dot{Q}_3}{\dot{m}_2(s_3 - s_2)}, \quad \text{gdzie } \dot{Q}_3 = \dot{m}(i_3 - i_2)$$

Po przekształceniach zależności (4.13) i (4.14) otrzymuje się wyrażenie na sprawność energetyczną wytwarzania energii elektrycznej i ciepła bloku ciepłowniczego:

$$\eta_{el} = \frac{N^{(b)} - N_{pw}^{(1)}}{\dot{Q}_2 / \eta_k} = \eta_k \bar{\eta}_c \left[1 - \frac{T_1 T_2}{T_2 - T_1} \frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{Q}_2} - \frac{\dot{Q}_3}{\dot{Q}_2} \frac{1 - T_1/T_3}{1 - T_1/T_2} \right] - \eta_k \frac{H_0 - T_1 \dot{S}_0}{\dot{Q}_2}, \quad (4.15)$$

$$\eta_{el}^{(b)} = \eta_{el} + \frac{N_{pw}^{(1)}}{\dot{Q}_2} \eta_k, \quad (4.16)$$

gdzie:

$$\bar{\eta}_c = 1 - \frac{T_1}{T_2},$$

η_k – sprawność kotła,

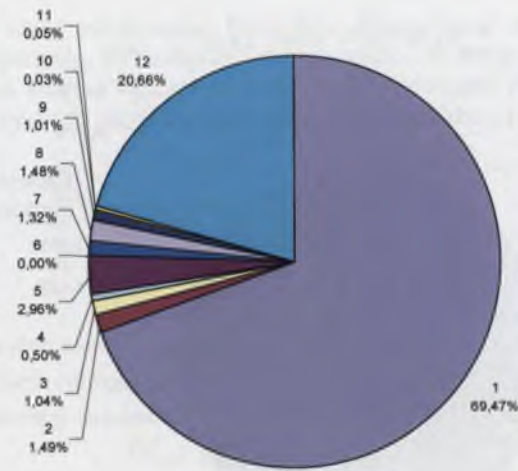
$N_{pw}^{(1)}$ – moc potrzeb własnych w układzie otoczonym osłoną bilansową.

Sprawność definiowana jako:

$$\eta_{EC}^{(b)} = \frac{N^{(b)} + \dot{Q}_3}{\dot{Q}_2 / \eta_k} \quad (4.17)$$

jest równa:

$$\eta_{EC} = \eta_k \bar{\eta}_c \left[2 - \frac{T_1 T_2}{T_2 - T_1} \frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{Q}_2} + \frac{\dot{Q}_3}{T_3} \frac{T_1 T_2}{T_2 - T_1} \right] + \eta_k \frac{N_{pw}^{(1)}}{\dot{Q}_2} - \frac{H_0 - T_1 \dot{S}_0}{\dot{Q}_2}, \quad (4.18)$$

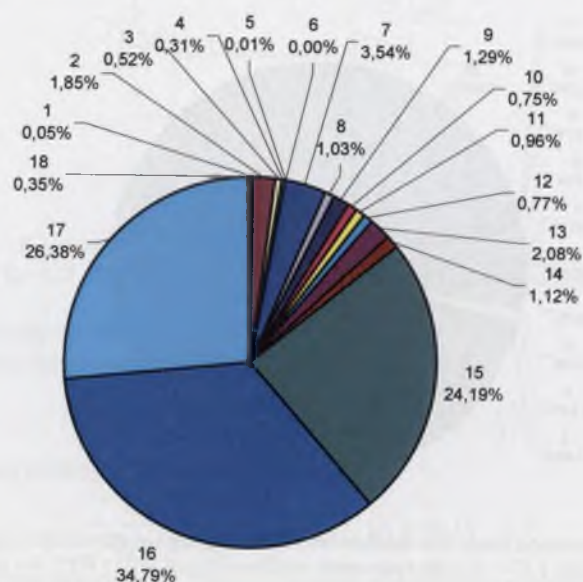


Rys. 4.29. Generacja entropii w układzie wytwarzania energii elektrycznej i ciepła elektrociepłowni: 1 – w turbinie, 2 i 3 – w podgrzewaczach wysokopiętnych WP2 i WP1, 4 – w odgazowywaczu i zbiorniku wody zasilającej, 5 i 7 – w podgrzewaczach niskopiętnych NP2 i NP1, 6 – w węźle (10-65-11), 8 – w chłodnicy oparów, 9, 10 i 11 – w pompach PWZ, PK i PS, 12 – w wymienniku ciepłowniczym WC

Fig. 4.29. Generation of entropy in a thermal-electric power station: 1 – in the turbine; 2 and 3 – in high-pressure feed-water heaters WP2 and WP1; 4 – in the deaerating heater and feed-water tank; 5 and 7 – in low-pressure feed-water heaters NP2 and NP1; 6 – in the node (10-65-11); 8 – in the vapours cooler; 9, 10 and 11 – in the pumps PWZ, PK and PS; 12 – in the heat exchanger WC

Rezultaty obliczeń generacji entropii w maszynach i urządzeniach głównego obiegu elektrociepłowni dla pracy ciepłowniczego zilustrowano na rys. 4.29. Wyniki te dotyczą wybranej wartości obciążenia układu.

Rezultaty obliczeń generacji entropii w układzie z turbiną upustowo-kondensacyjną wskazują, że największy przyrost entropii zachodzi w turbinie. Przekracza on 50% całkowitej generacji entropii w układzie. Podobna analiza wykonana dla układu z turbiną kondensacyjną o mocy 200 MW daje jeszcze wyższe wartości przyrostu entropii w turbinie, rys. 4.30. Wynika stąd, że podstawowe znaczenie w analizie siłowni parowej ma dokładność wyznaczenia parametrów pary na linii rozprężania w turbinie.



Rys. 4.30. Generacja entropii w układzie wytwarzania mocy siłowni kondensacyjnej: 1 – w pompie kondensatu, 2 – w chłodnicach SM1 i CT1, 3 – w podgrzewaczu PRN1/PRN2, 4 – w chłodnicy CT2, 5 – w pompie PCR, 6 – w węźle (67-87-68), 7 – w podgrzewaczu PRN3, 8 – w podgrzewaczu PRN4, 9 – w podgrzewaczu PRN5, 10 – w odgazowywaczu i zbiorniku wody zasilającej, 11 – w pompie wody zasilającej, 12 – w podgrzewaczu PRW1, 13 – w podgrzewaczu PRW2, 14 – w podgrzewaczu PRW3, 15 – w cz. WP turbiny, 16 – w cz. SP turbiny, 17 – w cz. NP turbiny, 18 – w kolektorze pary uszczelniającej

Fig. 4.30. Generation of entropy in a electric power station: 1 – in the condensation water pump, 2 – in coolers SM1, and CT1; 3 – in the feed-water heater PRN1 /PRN2; 4 – in the cooler CT2; 5 – in the pump PCR; 6 – in the node /67-87-68/; 7 – in the feed-water heater PRN 3; 8 – in the feed-water heater PRN4; 9 – in the feed-water heater PRN5; 10 – in the deaerating heater and feed-water tank; 11 – in the feed-water pump; 12 – in the feed-water heater PRW1; 13 – in the feed-water heater PRW 2; 14 – in the feed-water heater PRW 3; 15 – in the high-pressure unit of the turbine; 16 – in the medium-pressure unit of the turbine; 17 – in the low-pressure unit of the turbine; 18 – in the collector of sealing steam

Wprowadzenie do modelu siłowni równań opisujących zmiany entropii rozszerza zakres kontroli pracy instalacji. Analiza układu cieplnego siłowni metodą entalpową nie daje zbyt wielu informacji o procesach zachodzących w układzie. Natomiast w wyrażeniu na sprawność termiczną wyznaczoną metodą entropową występują człony opisujące generację entropii w poszczególnych elementach instalacji. Kontrola tych przyrostów może być przydatna przy ocenie stanu maszyn i urządzeń. Zaletą modelu entropowego i egzergetycznego jest możliwość lokalizacji źródeł powstania dyssypacji energii i jej wpływu na pracę innych urządzeń. Pomimo tych cennych zalet modele entropowe nie rozpowszechniły się w praktyce inżynierskiej jako elementy oceny jakości procesów konwersji energii [67].

4.3.1. Wskaźniki degradacji turbin oparte na analizie generacji entropii

Do oceny stanu technicznego elementów obiegu autor zaproponował wprowadzenie wskaźników opartych na miarach entropowych, które mogą dostarczyć informacji wskazujących na miejsce wystąpienia dyssypacji jak również pokazać, jaki jest udział tego elementu, w którym ona zachodzi, na dyssypację całego układu [80].

Definicje i oznaczenia:

Strumień entropii generowany w układzie

$$\dot{S}_{gen} = \sum_{i=1}^n \Delta \dot{S}_i, \quad (4.19)$$

gdzie:

i – kolejny element układu,

$\Delta \dot{S}_i$ – generacja entropii w kolejnych elementach układu.

Zmiana generacji entropii w układzie

$$D\dot{S}_{gen_ukl} = \dot{S}_{gen_akt} - \dot{S}_{gen_ref}, \quad (4.20)$$

gdzie:

\dot{S}_{gen_ref} – strumień entropii generowany w układzie dla stanu referencyjnego (odniesienia),

\dot{S}_{gen_akt} – strumień entropii generowany w układzie dla stanu aktualnego.

Zmiana generacji entropii w elemencie układu

$$D\dot{S}_{gen_i} = \Delta \dot{S}_{i_akt} - \Delta \dot{S}_{i_ref}, \quad (4.21)$$

gdzie:

$\Delta \dot{S}_{i_akt}$ – strumień entropii generowanej w i – tym elemencie dla stanu aktualnego,

$\Delta \dot{S}_{i_ref}$ – strumień entropii generowanej w i – tym elemencie dla stanu referencyjnego.

Wskaźniki generacji entropii:

$$wsk_{(gen_entr)-1} = \frac{D\dot{S}_{gen_i}}{D\dot{S}_{gen_ukl}} \quad (4.22)$$

$$wsk_{(gen_entr)-2} = \frac{D\dot{S}_{gen_i}}{\dot{S}_{gen_ref}} \quad (4.23)$$

$$wsk_{(gen_entr)-3} = \frac{D\dot{S}_{gen_i}}{\dot{S}_{gen_akt}} \quad (4.24)$$

W tabelicy 4.4 przedstawiono rezultaty obliczeń wskaźników generacji entropii otrzymanych na podstawie zależności (4.19) – (4.24) dla układu cieplnego turbozespołu kondensacyjnego 200 MW.

Tablica 4.4

Entropowe wskaźniki oceny stanu technicznego elementów

Element układu	Zmiana generacji entropii w elemencie [kW/K]	wsk _{(gen_entr)_1} [%]	wsk _{(gen_entr)_2} [%]	wsk _{(gen_entr)_3} [%]
Pompy kondensatu	0.000560	0.004	0.000	0.000
Chłodnica strumienicy parowej (smoczka podstawowego)	0.013105	0.096	0.009	0.008
Podgrzewacze regeneracyjne niskoprężne nr 1 i 2 oraz chłodnica pary z dławnic zewnętrznych	0.005784	0.042	0.004	0.003
Chłodnica pary z dławnic	0.000596	0.004	0.000	0.000
Pompa skroplin	-0.000029	0.000	0.000	0.000
Węzeł doprowadzenia skroplin do kondensatu głównego	0.000029	0.000	0.000	0.000
Podgrzewacz regeneracyjny niskoprężny nr 3	0.046815	0.344	0.031	0.028
Podgrzewacz regeneracyjny niskoprężny nr 4	0.010105	0.074	0.007	0.006
Podgrzewacz regeneracyjny niskoprężny nr 5	0.475406	3.491	0.310	0.285
Odgazowywacz	0.169800	1.247	0.111	0.102
Pompy wody zasilającej	0.006976	0.051	0.005	0.004
Podgrzewacz regeneracyjny wysokoprężny nr 1	0.005662	0.042	0.004	0.003

cd. tabl. 4.4.

Podgrzewacz regeneracyjny wysokoprężny nr 2	0.015835	0.116	0.010	0.009
Podgrzewacz regeneracyjny wysokoprężny nr 3	0.484361	3.557	0.316	0.290
Kolektor pary uszczelniającej	0.097171	0.714	0.063	0.058
Turbina cz. WP	1.056770	7.760	0.689	0.633
Turbina cz. SP	10.925801	80.228	7.128	6.546
Turbina cz. NP	0.303764	2.231	0.198	0.182

W tablicy 4.5 przedstawiono porównanie sprawności obiegu i jednostkowego zużycia ciepła dla stanu referencyjnego (odniesienia) i stanu aktualnego. Jednostkowe zużycie ciepła zmienia się od ok. 31 [kJ/kWh] dla maksymalnego rozpatrywanego obciążenia do ok. 35 [kJ/kWh] dla obciążenia minimalnego. Na tę zmianę ma wpływ przyrost generacji entropii w układzie w stosunku do stanu odniesienia, wywołany zwłaszcza zwiększonymi luzami w uszczelnieniach turbiny. Dotyczy to przede wszystkim części SP turbiny, która ma dla rozpatrywanego przypadku największy udział w generacji strat zachodzących w układzie.

Zmiana jednostkowego zużycia ciepła dostarcza informacji o zmianie zużycia paliwa. Natomiast wskaźniki entropowe informują o miejscach, w których zmiana stanu technicznego spowodowała ten wzrost zużycia ciepła (paliwa). Na podstawie zmiany jednostkowego zużycia ciepła może być podjęta decyzja o potrzebie przeprowadzenia remontu, natomiast wskaźniki entropowe dostarczają informacji, które elementy mają na tę zmianę największy wpływ i pozwalają zaplanować kolejność działań remontowych.

Tablica 4.5

Zmiana sprawności obiegu i jednostkowego zużycia ciepła

Moc [MW]	147	177	195	215
Zmiana wielkości				
$\eta_{ob_ref} - \eta_{ob_aktz}$ [-]	0.0083	0.0084	0.0085	0.0083
$q_{akt} - q_{ref}$ [kJ/kWh]	35.2	33.0	31.0	30.9

4.4. Podsumowanie

Wartości ciśnienia i temperatury pary mierzone w upustach turbiny mogą różnić się od rzeczywistych parametrów na linii rozprężania. Z tego względu ocena sprawności poszczególnych grup stopni najczęściej nie jest możliwa na podstawie pomiarów ciśnienia i temperatury pary w upustach turbiny. Stwierdzono, że zastąpienie rzeczywistej linii rozprężania przybliżeniem otrzymanym przez połączenie punktu określającego stan pary przed turbiną z punktem charakteryzującym stan czynnika na wylocie turbiny (np. cz. WP turbiny 200 MW) również prowadzi do błędów w ocenie sprawności i mocy poszczególnych części turbiny. Dlatego określenie w tych przypadkach sprawności i mocy wewnętrznej turbiny (jej części) powinno być dokonane na podstawie szczegółowych obliczeń przepływu przez stopnie turbinowe.

Ze względu na różnice geometrii dla turbin tego samego typu jednakowej wartości obciążenia turbozespołu odpowiadają często różniące się wartości parametrów pary dla tych samych punktów układu przepływowego turbin. Dlatego należy w obliczeniach linii rozprężania uwzględnić indywidualne cechy każdej turbiny, dokonując procesu skalowania. Zbieżność obliczeń parametrów pary z pomiarami można zapewnić przez zmianę stopnia przesłonięcia przekroju przelotowego stopnia i wielkości szczelin uszczelnień.

W obliczeniach strumienia pary przepływającego przez stopnie turbiny o konstrukcji dwupowłokowej należy szczególną uwagę zwrócić na przeciek przez uszczelnienie kadłuba wewnętrznego. Wyznaczenia wartości tego strumienia można dokonać przez zbilansowanie strumienia płynącego do podgrzewacza regeneracyjnego na podstawie parametrów pary w upuście. Jego wartość może służyć do oceny wytarcia ostrzy uszczelnienia.

Obliczenia linii rozprężania pozwalają na korektę błędów pomiarów eksploatacyjnych ciśnienia i temperatury pary w układzie turbiny. Mogą służyć również do weryfikacji wykonanych na podstawie pomiarów (np. przed- i poremontowych, gwarancyjnych), obliczeń bilansowych bloku energetycznego.

Zwrócono uwagę na błędy stosowanej zwykle w diagnostyce metody wyznaczania parametrów końcowego punktu rozprężania za cz. NP i zaproponowano stosowanie dokładniejszych obliczeń tej części, opartych na rozwiązaniu równań zachowania w wieńcach i uwzględniających kanały wylotowe do skraplacza. Dokonano dla tego przypadku oceny wpływu ciśnienia w skraplaczu na pracę ostatniego stopnia i całej części NP. Stwierdzono, że ciśnienie w skraplaczu ma istotny wpływ zarówno na sprawność ostatniego stopnia, jak i całej części niskoprężnej. Przyczyną niższej sprawności przy niskich ciśnieniach jest głównie duża wartość straty wylotowej z ostatniego stopnia. Podniesienie ciśnienia powoduje wzrost sprawności, mogą się jednak pojawić w ostatnim stopniu obszary stagnacji (oderwania) przepływu. Wyboru ciśnienia w skraplaczu i odpowiadającego mu ciśnienia za ostatnim stopniem należy dokonywać zarówno z punktu widzenia sprawności przemiany energii, jak i przepływów zwrotnych w ostatnim stopniu. Problem ten w większej mierze dotyczy wylotów rozprężających ze względu na bardziej stromą charakterystykę sprawności w funkcji ciśnienia niż w przypadku wylotów dyfuzorowych. Analiza przepływu w części NP ma duże znaczenie zarówno w eksploatacji turbin, jak również w badaniu efektów modernizacji ich części niskoprężnych.

Metoda entropowa w diagnostyce siłowni ciepłych może być wykorzystana do: analizy źródeł generacji strat, oceny stanu urządzeń i badania procesów modernizacyjnych siłowni parowych. Analiza generacji entropii w układach siłowni z turbiną kondensacyjną i upustowo-kondensacyjną wskazuje na turbinę jako decydujący o sprawności termicznej element układu cieplnego. Wskazuje to na potrzebę stosowania w diagnostyce cieplno-przepływowej siłowni w miarę dokładnych metod wyznaczenia parametrów pary na linii rozprężania. Do oceny stanu technicznego elementów obiegu zaproponowano wprowadzenie

wskaźników opartych na miarach entropowych, które dostarczają informacji wskazujących na miejsce wystąpienia dyssypacji, jak również pokazują, jaki jest udział tego elementu, w którym ona zachodzi, na dyssypację całego układu.

Przedstawione procedury wyznaczania parametrów pary w turbinie dla różnych warunków pracy turbozespołu są wykorzystywane w zagadnieniach diagnostyki cieplno-wytrzymałościowej turbiny do oceny stopnia zużycia elementów turbiny oraz do budowy systemów automatycznego uruchamiania turbozespołów. W tym zakresie opracowano algorytm obliczeń cieplno-przepływowych, będący ważnym elementem procedury optymalizacyjnej. Dokonuje się w nim przeliczenia pożądanych wartości temperatury pary omywającej elementy turbiny na parametry procesowe.

5. PRÓBY MODYFIKACJI KONSTRUKCJI TURBIN CIEPŁOWNICZYCH I ICH UKŁADÓW CIEPLNYCH

5.1. Uwagi dotyczące eksploatacyjnych warunków pracy turbin w elektrociepłowniach

Zmiana warunków pracy turbin ciepłowniczych może być wywołana zarówno zmianą obciążenia cieplnego (co w efekcie prowadzi do zmiany strumienia pary przepływającej przez turbinę), jak również zmianą w stosunkowo szerokim zakresie parametrów upustu ciepłowniczego. Specyfika pracy tych maszyn związana jest z wymaganiami, jakie stawia się pracy wymienników ciepłowniczych, które współpracują z turbiną. Mogą one dotyczyć utrzymania stałej wartości ciśnienia w upuście (co odpowiada stałej temperaturze wody za wymiennikiem ciepłowniczym) albo warunkom, kiedy trzeba zapewnić żądaną zmianę temperatury wody na wylocie z wymiennika ciepłowniczego, którą można osiągnąć regulacją ciśnienia pary upustowej.

Zmiana ciśnienia upustu ciepłowniczego w turbinie upustowo-kondensacyjnej powoduje zmianę warunków pracy stopni turbinowych, zwłaszcza stopni poprzedzających upust regulowany oraz stopni części niskoprężnej. Dla przeciwnieprężnej turbiny ciepłowniczey zmiany te dotyczą kilku końcowych stopni turbiny. Zmiany spadku entalpii w stopniach turbin ciepłowniczych w stosunku do wartości optymalnych (zmiany te są znacznie większe niż w przypadku zmiany obciążenia turbin kondensacyjnych) są przyczyną spadku sprawności na skutek przyrostu strat przepływu w wieńcach łopatkowych.

W elektrociepłowniach, zwłaszcza przemysłowych, rozpatrywane są ostatnio możliwości przebudowy turbin ciepłowniczych ze względu na duże zmiany warunków pracy turbozespołu w stosunku do założeń projektowych. Dotyczą one zwłaszcza:

- Zmniejszenia zapotrzebowania na parę grzewczą. W niektórych przypadkach zmniejszenie obciążenia turbin przeciwnieprężnych przekracza nawet 50%.
- Zmiany (zwykle zmniejszenia) ciśnienia upustu lub na wylocie z turbiny. Również i w tym przypadku zmiany ciśnienia mogą być znaczne, np. na wylocie z cz. WP z ok. 0.9 MPa na ok. 0.1 MPa.
- Zmiany parametrów zasilania turbiny lub sposobów jej zasilania.
- Wykorzystania turbin do pracy w skojarzeniu również w sezonie letnim, kiedy temperatura wody na wylocie wymiennika ciepłowniczego wynosi 70 °C.

Tak znaczna zmiana warunków pracy powoduje dużą zmianę rozkładu parametrów pary w turbinie. Może to spowodować, że parametry pary grzejnej pobieranej z upustów ciepłowniczych nie zapewnią wymaganej temperatury wody sieciowej. Należy zatem rozpatrzyć sposób dopasowania parametrów pary w upustach, np. zmieniając liczbę stopni. Nieraz istnieje możliwość zmiany ciśnienia na wlocie lub na wylocie turbiny. Może się jednak okazać, że jeśli ustala się warunki pracy stopni poprzedzających upust tak, by pracowały one z możliwie dużą sprawnością, to praca stopni za upustem będzie zachodziła z małą sprawnością (i odwrotnie). Dlatego zachodzi nieraz konieczność zmiany (w stosunku do istniejącego upustu) miejsca poboru pary, co związane jest z przebudową turbiny.

Eksploatacja turbiny w nowych warunkach czasem jest nieopłacalna ze względu na zbyt niską sprawność i zagrożenie awaryjne. Dalsza eksploatacja turbiny będzie możliwa dopiero po jej modernizacji. Powinna ona mieć na celu taką jej przebudowę, która zapewni maksymalną dla danych warunków sprawność przy minimalizacji kosztów tej modernizacji. Najczęściej ten ostatni warunek stawiany jest przez inwestorów jako fundamentalny dla podjęcia decyzji o przebudowie, nawet kosztem nieco niższej sprawności. Takie założenia powodują, że zmiany w układzie łopatkowym są najczęściej ograniczone do zmiany

powierzchni przekrojów przelotowych stopni. Niekiedy rozpatruje się również wariant pracy ze zmienionymi profilami. I nie wprowadza się tu nowoczesnych profili o wyższych sprawnościach, ale zwiększa się wielkość profilu ze względów wytrzymałościowych, co jest związane ze zwiększeniem spadków ciśnienia na stopniach w stosunku do wartości, na które były one projektowane. Z reguły konieczna okazuje się również modernizacja rozrządu pary i układu zasilania stopnia regulacyjnego (zmiana ilości dysz zasilających stopień regulacyjny).

Zagadnienia związane z modernizacją turbin zainstalowanych w krajowych elektrociepłowniach, zarówno zawodowych jak i przemysłowych, wynikające zwykle ze zmiany warunków pracy układu cieplnego i prowadzące do wzrostu efektywności, nabrały w ostatnich latach dużego znaczenia, np. [5, 91, 103].

Aby określić nowe warunki pracy turbiny należy przeprowadzić obliczenia cieplno-przepływowe turbiny. Zamodelowanie linii rozprężania w stopniach turbiny umożliwi analizę jej pracy w warunkach różnego obciążenia wymienników ciepłowniczych i obciążenia elektrycznego. Pozwala bowiem na wyznaczenie parametrów pary w układzie przepływowym turbiny, a także przepływów pobocznych. Wyznaczenie dokładnych parametrów pary w układzie przepływowym turbiny umożliwi analizę dotyczącą zarówno projektu turbiny, jak i jej obiegu. Są to w szczególności zagadnienia związane: z modernizacją obiegu cieplnego [11], wspomaganie nadzoru nad pracą układu chłodzenia turbin ciepłowniczych [33], dostawieniem członu kondensacyjnego do turbiny ciepłowniczey [62], jak również badaniem wpływu zmiany parametrów pracy układu na efektywność elektrociepłowni [76].

W niniejszym rozdziale rozpatrzono takie zmiany układu cieplnego i konstrukcji turbiny, które autor analizował dla konkretnych turbin ciepłowniczych, pracujących w polskiej energetyce. W tym celu została opracowana własna metodyka badawcza, którą opisano w kolejnych podrozdziałach.

5.2. Wyznaczenie linii rozprężania w turbinach ciepłowniczych

Przeprowadzenie analiz pracy turbin ciepłowniczych w celu podjęcia decyzji dotyczących zmian w układzie cieplnym turbiny, a także zmian konstrukcyjnych samej turbiny wymaga dokładnej oceny pracy obiegu cieplnego i linii rozprężania w turbinie. Tę ocenę określa się z rozwiązania równań zachowania strumienia masy i energii dla poszczególnych elementów układu (podgrzewaczy regeneracyjnych, odgazowywacza, wymienników ciepłowniczych) uzupełnionych modułem obliczeń linii rozprężania w turbinie. Rezultatem tego rozwiązania są parametry czynnika obiegowego (ciśnienia, temperatury i strumienia masy) w układzie cieplnym turbiny ciepłowniczey dla różnych warunków obciążenia elektrycznego i cieplnego.

Modelowanie linii rozprężania w turbinach upustowo-kondensacyjnych, ciepłowniczych, przeciwnieprężnych prowadzi się podobnie jak dla turbin kondensacyjnych. Rozkład parametrów pary w upustach turbin ciepłowniczych można określić, podobnie jak dla turbin kondensacyjnych, na podstawie dwóch metod opartych na rozwiązaniu:

- 1) równań przelotowości zapisanych dla grup stopni,
- 2) równań przepływu w wieńcach łopatkowych stopni turbiny.

Z uwagi na specyfikę pracy turbin ciepłowniczych do wyznaczenia rozkładu parametrów pary w układzie przepływowym grup stopni zwykle wykorzystuje się metodę pierwszą, chociaż w bardziej skomplikowanych przypadkach stosuje się równania przepływu. Najczęściej jednak nie jest znana pełna geometria układu przepływowego, potrzebna do wykonania obliczeń przepływu przez poszczególne stopnie turbiny. Zwykle dysponuje się co najwyżej wysokościami łopatek kierowniczych i wirnikowych, czasem również geometrią uszczelnień. Brak jest najczęściej znajomości kątów łopatkowych. Ich wyznaczenia można jednak dokonać w wyniku uproszczonych obliczeń odtworzenia linii rozprężania dla

warunków projektowych. Dane wejściowe do takich obliczeń stanowią parametry czynnika i strumień pary na wlocie i wylocie oraz w upustach turbiny. Wielkości te mogą być znane na podstawie danych dostarczonych przez wytwórcę turbiny lub pomiarów turbozespołu.

Wykorzystując opracowane procedury obliczeń zadania syntezy prezentowane w punkcie 3.4, można określić optymalne spadki entalpii w stopniach turbiny, a stąd kąty łopatkowe. Jeśli w obliczeniach wykorzystuje się dane pomiarowe dla różnych obciążeń, wówczas otrzymane wartości kątów mogą być zweryfikowane dodatkowo poprzez obliczenia kolejnych linii rozprężania.

Znajomość pełnej geometrii stopni umożliwia przeprowadzenie obliczeń przepływowych turbiny w sposób bezpośredni z linii rozprężania. Ponieważ nowe warunki pracy mogą znacznie różnić się od warunków, dla których turbina była projektowana, decydujące znaczenie w tych szczegółowych obliczeniach rozkładu parametrów pary dla zmienionych warunków ma modelowanie strat przepływu. Pozwala to na ocenę sprawności przemiany dla nowych warunków, a co za tym idzie – dokładne odtworzenie linii rozprężania.

Metodykę wyznaczania linii rozprężania opisano w następnych podrozdziałach w zastosowaniu dla konkretnych turbin.

5.3. Określenie wpływu obniżenia temperatury sieciowej wody grzewczej na efektywność pracy bloku ciepłowniczego

Celem prowadzonej analizy była ocena zmiany mocy elektrycznej turbozespołu ciepłowniczego z turbiną upustowo-kondensacyjną (o nominalnej mocy elektrycznej 70 MW i ciepłej 115 MW_t) dla nowej temperatury wody grzewczej na wylocie z wymiennika ciepłowniczego. Zmiana tej temperatury została spowodowana nowymi wymaganiami odbiorców ciepła.

Rozpatrzono następujące warianty pracy stacji ciepłowniczey:

Wariant 1:

warunki istniejące: temp. wlotowa – 70 °C, temp. wylotowa – 110 °C

warunki proponowane: temp. wlotowa – 70 °C, temp. wylotowa – 104 °C

Wariant 2:

warunki istniejące: temp. wlotowa – 70 °C, temp. wylotowa – 135 °C

warunki proponowane: temp. wlotowa – 70 °C, temp. wylotowa – 127 °C

Wariant 3:

warunki istniejące: temp. wlotowa – 60 °C, temp. wylotowa – 105 °C

warunki proponowane: temp. wlotowa – 60 °C, temp. wylotowa – 98 °C

Określenie zmiany mocy turbozespołu, dla zmienionej temperatury wody grzewczej wpływającej z wymiennika ciepłowniczego, wymaga przeprowadzenia obliczeń obiegu cieplnego turbozespołu uzupełnionych modelowaniem linii rozprężania w turbinie.

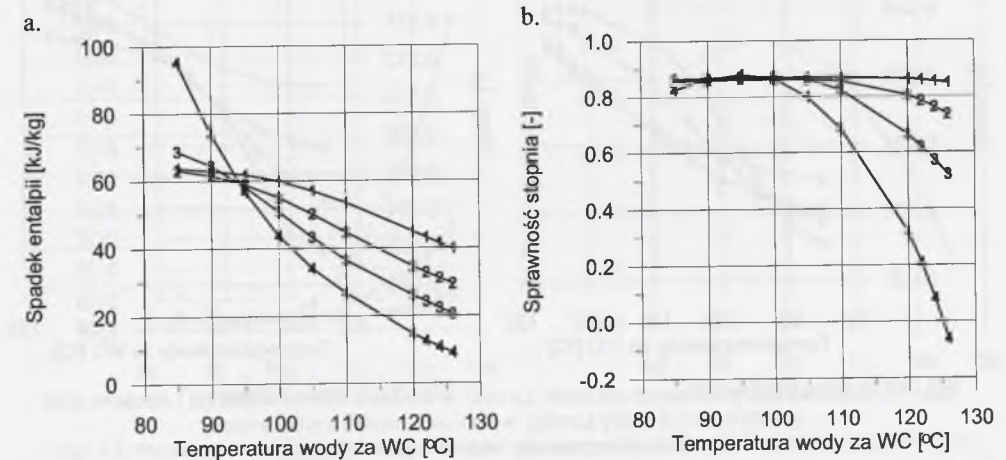
Linie rozprężania w czterech stopniach grupy bezpośrednio poprzedzających upust regulowany tej turbiny wyznaczono na podstawie rozwiązania równań przepływu, natomiast dla pozostałych grup stopni wykorzystano równania przelotowości. Obliczenia parametrów pary w turbinie dla różnej wartości temperatury wody na wylocie z wymiennika ciepłowniczego prowadzono dla stałej wartości strumienia pary zasilającego turbinę. Ciśnienie pary w upuście ciepłowniczym p_2 określono z zależności $p_2 = f(t_{WS}, \Delta t)$, gdzie: t_{WS} – temperatura wody za wymiennikiem ciepłowniczym, Δt – różnica między temperaturą nasycenia dla ciśnienia p_2 a temperaturą t_{WS} . Obliczenia prowadzono na średniej średnicy stopni. Strat przepływu w wieńcach łopatkowych stopni określono na podstawie [4] (profilowe) i [108] (brzegowe). Rezultaty obliczeń stopni poprzedzających upust regulowany przedstawiono na rys. 5.1-5.6. Zmianę izentropowego spadku entalpii, spowodowaną zmianą

temperatury wody wpływającej z wymiennika ciepłowniczego, ilustruje rys. 5.1a. Zmiana spadku entalpii w stopniu w stosunku do wartości optymalnej jest przyczyną spadku sprawności na skutek przyrostu strat przepływu w wieńcach łopatkowych, rys. 5.1b. Analiza strat wskazuje, że na przyrost strat w wieńcach kierowniczych (rys. 5.2a) i wimikowych (rys. 5.2b) wpływ mają: składowe straty profilowej: od liczby Lawała w kierownicy (rys. 5.3a) i w wimiku (rys. 5.3b), od kąta natarcia w kierownicy (rys. 5.4a) i w wimiku (rys. 5.4b). Oprócz strat łopatkowych na spadek sprawności wpływa przyrost straty wylotowej ze stopnia (rys. 5.5a). Sprawność wewnętrzną rozpatrywanej grupy stopni w funkcji temperatury wody za wymiennikiem ciepłowniczym przedstawiono na rys. 5.5b. Zmianę mocy stopni grupy ilustruje rys. 5.6a. Na rysunku 5.6b przedstawiono różnicę między wartością mocy grupy stopni dla danej temperatury wody na wylocie z wymiennika ciepłowniczego a mocą grupy w warunkach projektowych (optymalnych). Zmiana mocy w funkcji temperatury jest w tym przypadku liniowa.

Rezultaty obliczeń sprawności otrzymanych drogą modelowania przepływu wskazują, że najbardziej zmieniają się warunki pracy ostatniego stopnia tej grupy. Wpływ zmiany ciśnienia na kolejne stopnie tej grupy (idąc w kierunku wlotu do turbiny) szybko maleje. Na pierwszy stopień rozpatrywanej grupy wpływ ten jest już nieznaczny, co powoduje również małą zmianę sprawności.

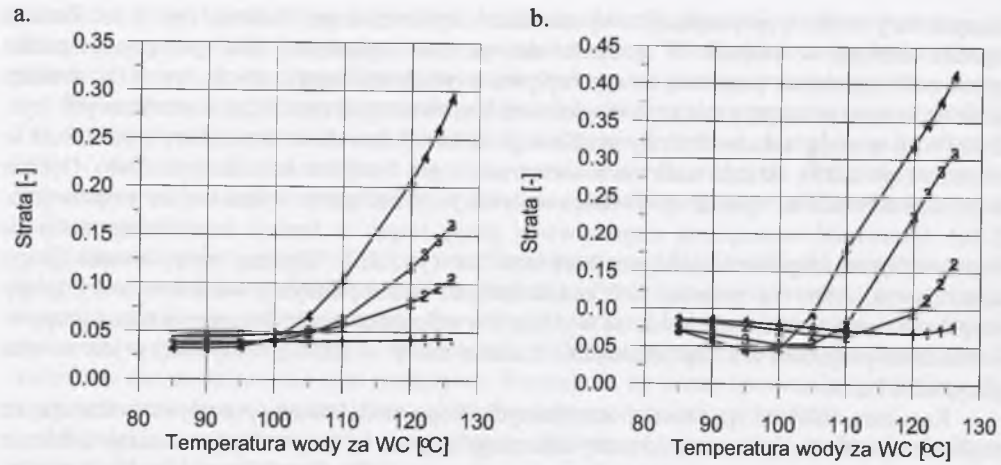
Wynika stąd, że dla grup stopni poprzedzających grupę usytuowaną bezpośrednio przed upustem regulowanym można w obliczeniach wykorzystywać równania przelotowości.

Warunki brzegowe w obliczeniach grupy stopni dla obciążenia różnego od optymalnego zostały określone na podstawie obliczeń układu cieplnego turbiny.

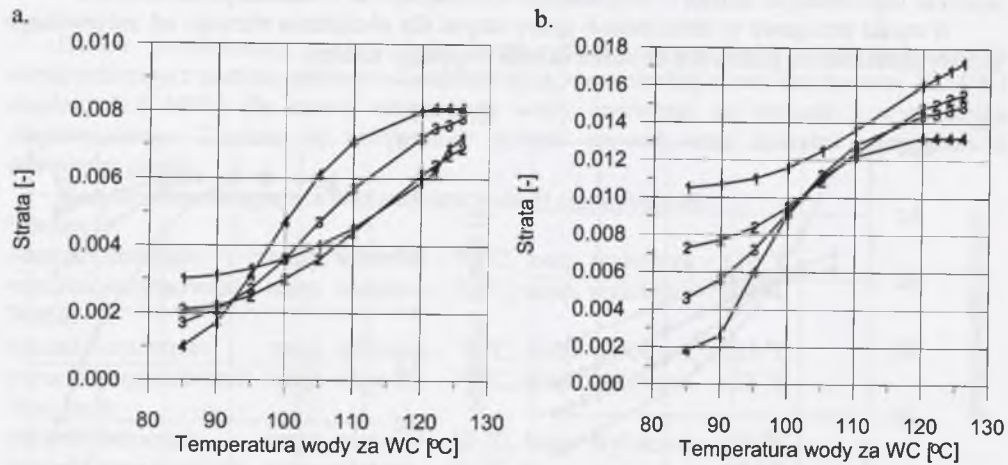


Rys. 5.1. Izentropowy spadek entalpii w stopniach (a) i sprawność stopni (b) w funkcji temperatury wody za wymiennikiem ciepłowniczym

Fig. 5.1. Isoentropic drop of enthalpy in the stages (a) and the efficiency of the stages (b) as a function of the temperature of water at the outlet of the heat exchanger

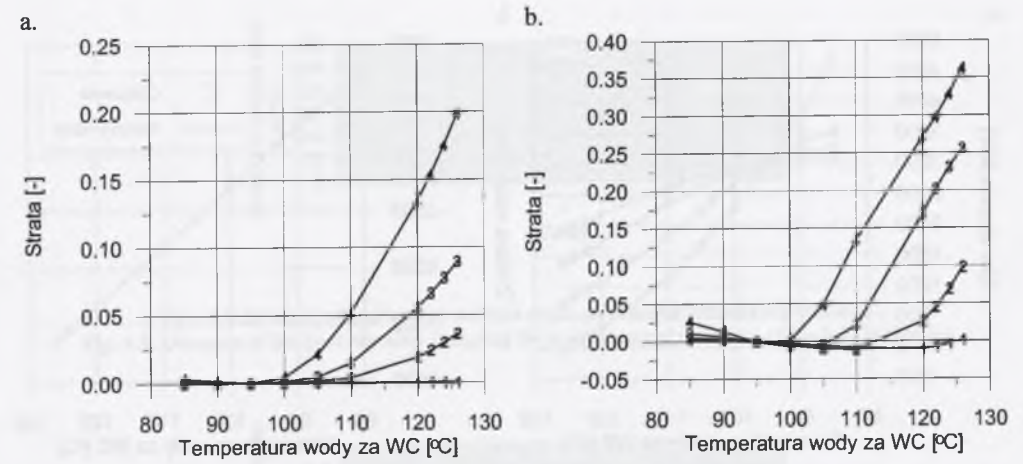


Rys. 5.2. Straty łopatkowe w wieńcach kierowniczych (a) i straty łopatkowe w wieńcach wirnikowych stopni w funkcji temperatury wody za wymiennikiem
 Fig. 5.2. Blade losses in the stator rims (a) and in the rotor rims of the stages (b) as a function of the temperature of water at the outlet of the heat exchanger



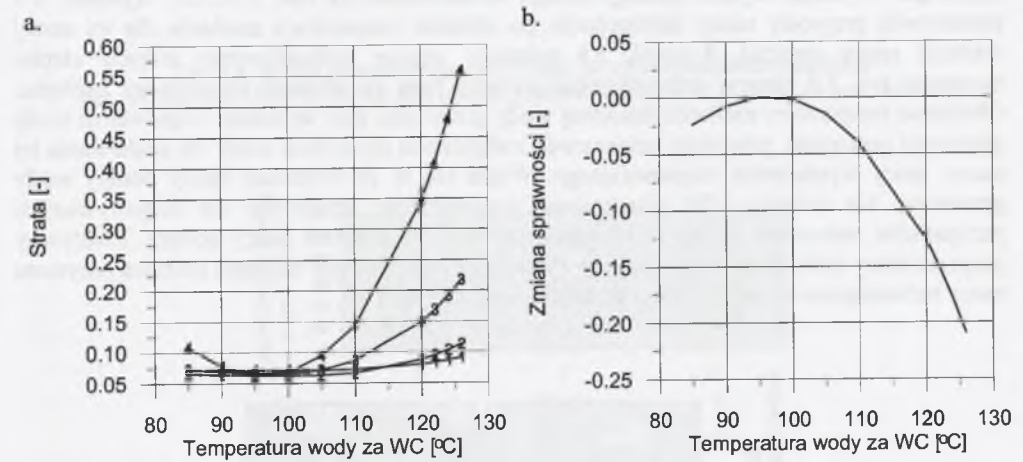
Rys. 5.3. Składowa strat profilowych (od liczby Laval'a) w wieńcach kierowniczych (a) i składowa strat profilowych (od liczby Laval'a) w wieńcach wirnikowych (b) stopni w funkcji temperatury wody za wymiennikiem

Fig. 5.3. Component of profile losses (relating Laval's number) in the stator blades (a) and rotor blades (b) of the stages as a function of the temperature of water at the outlet of the heat exchanger



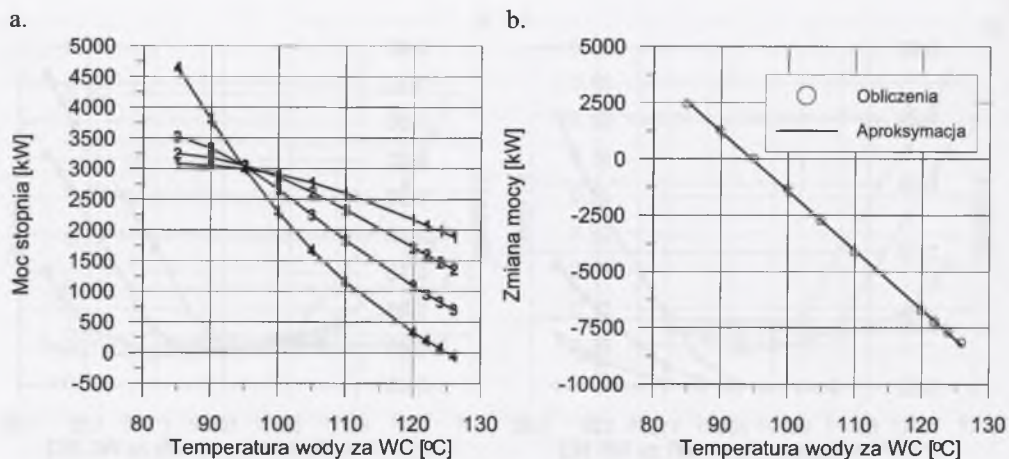
Rys. 5.4. Składowa strat profilowych (od kąta natarcia) w wieńcach kierowniczych (a) i składowa strat profilowych (od kąta natarcia) w wieńcach wirnikowych stopni w funkcji temperatury wody za wymiennikiem

Fig. 5.4. Component of profile losses (relating the angle of incidence) in the stator blades (a) and rotor blades (b) of the stages as a function of the temperature of water at the outlet of the heat exchanger



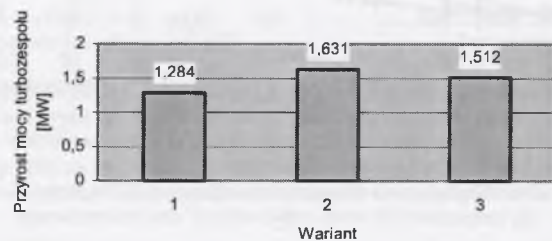
Rys. 5.5. Strata wylotowa stopni (a) i zmiana sprawności grupy stopni (b) w funkcji temperatury wody za wymiennikiem ciepłowniczym

Fig. 5.5. Losses at outlet of the stages (a) and changes in the efficiency of the group of stages (b) as a function of the temperature of water at the outlet of the heat exchanger

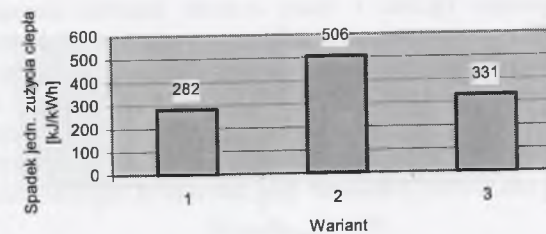


Rys. 5.6. Moc stopni (a) i moc grupy stopni (b) w funkcji temperatury wody za wymiennikiem ciepłowniczym
Fig. 5.6. Power output of the stages (a) and of the group of stages (b) as a function of the temperature of water at the outlet of the heat exchanger

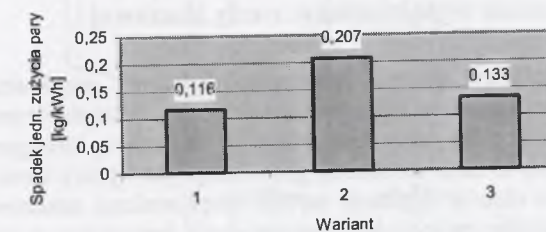
Obliczenia ciepło-przepływowe turbiny zostały sprzęgnięte z obliczeniami jej obiegu cieplnego. Wybrane wyniki analizy obiegu zilustrowano na rys. 5.7-5.12. Rysunek 5.7 przedstawia przyrosty mocy turboszespołu po zmianie temperatury zasilania dla tej samej wartości mocy cieplnej. Rysunek 5.8 pokazuje zmianę jednostkowego zużycia ciepła, natomiast rys. 5.9 zmianę jednostkowego zużycia pary po zmianie temperatury zasilania. Obniżenie temperatury zasilania sieciowej wody grzewczej, przy tej samej temperaturze wody grzewczej powrotnej, powoduje konieczność zwiększenia strumienia wody dla zachowania tej samej mocy wymiennika ciepłowniczego. Wiąże się to ze wzrostem mocy pompy wody grzewczej. Na rysunku 5.10 zilustrowano przyrost tego strumienia dla rozpatrywanych przypadków, natomiast na rys. 5.11 odpowiadający im przyrost mocy pompy. Efektywny przyrost mocy turboszespołu wynikający z obniżenia temperatury zasilania (różnica przyrostu mocy turboszespołu o mocy pompy) przedstawiono na rys. 5.12.



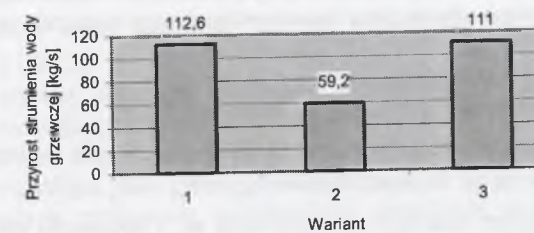
Rys. 5.7. Przyrost mocy turboszespołu po zmianie temperatury zasilania
Fig. 5.7. Increment of the power output of the turbine set after changing the temperature at the outlet of the heat exchanger



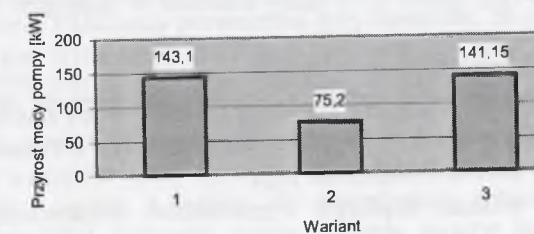
Rys. 5.8. Spadek jednostkowego zużycia ciepła po zmianie temperatury zasilania
Fig. 5.8. Decrease of the heat rate after changing the temperature at the outlet of the heat exchanger



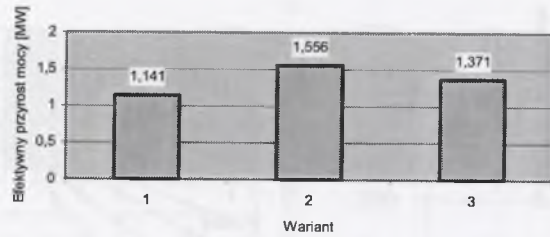
Rys. 5.9. Spadek jednostkowego zużycia pary po zmianie temperatury zasilania
Fig. 5.9. Decrease of the steam rate after changing the temperature at the outlet of the heat exchanger



Rys. 5.10. Przyrost strumienia wody grzewczej po zmianie temperatury zasilania
Fig. 5.10. Increment of the stream of the heating water after changing the temperature at the outlet of the heat exchanger



Rys. 5.11. Przyrost mocy pompy wody grzewczej dla rozpatrywanych przypadków
Fig. 5.11. Increment of the power input of the heating water pump concerning the considered cases



Rys. 5.12. Efektowny przyrost mocy turboszespołu po zmianie temperatury zasilania

Fig. 5.12. Effective increment of the power output of the turbine set after changing the temperature at the outlet of the heat exchanger.

5.4. Zmiana połączenia wymienników wody sieciowej

Poprawa wskaźników pracy elektrociepłowni z ciepłowniczymi turbinami przeciwprężnymi (z poślizgowym przeciwcisnieniem, z dwustopniowym wylotem pary do wymienników ciepłowniczych) może być związana ze zmianą konfiguracji wymienników ciepłowniczych. Dotyczy to zarówno sezonu grzewczego, jak i pracy latem.

Możliwości zmian układu cieplnego turbiny ciepłowniczej analizowano na podstawie obliczeń, które zrealizowano na podstawie następujących danych wejściowych:

- parametrów pary na wlocie do turbiny p_0 i t_0 oraz strumienia tej pary \dot{m}_{0zal} ,
- geometrii stopni turbiny,
- strumienia wody sieciowej \dot{m}_w i jej temperatury t_{w1} na wlocie do wymiennika WC1 (rys. 5.13).

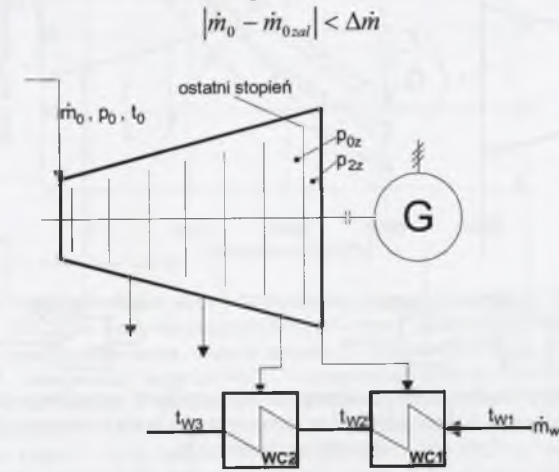
W obliczeniach wyznacza się: strumień pary płynącej do wymienników ciepłowniczych WC1 i WC2, temperaturę wody za tymi wymiennikami oraz pozostałe parametry w układzie cieplnym turbiny.

Sposób postępowania jest następujący:

- Zakłada się temperaturę t_{w3} wody na wylocie z WC2.
- Na podstawie charakterystyki wymiennika WC2 określa się temperaturę nasycenia dla ciśnienia pary w wymienniku $t_{nas} = t_{w3} + \Delta t_s$, gdzie: $\Delta t_s = f(\dot{m}_w, \dot{m}_p)$ – spiętrzenie będące funkcją strumienia wody \dot{m}_w i obciążenia parowego wymiennika \dot{m}_p .
- Ciśnienie pary w wymienniku jest funkcją temperatury nasycenia $p_{wc2} = p(t_{nas})$. Ciśnienie pary zasilającej wymiennik (na wlocie do ostatniego stopnia) wynosi $p_{0z} = p_{wc2} / (1 - \zeta)$, gdzie: ζ – straty ciśnienia w rurociągu łączącym turbinę z wymiennikiem.
- Modeluje się linię rozprężania w turbinie.
- Z obliczeń przepływowych ostatniego stopnia wyznacza się strumień \dot{m}_z płynący przez ostatni stopień dla założonego ciśnienia na wylocie p_{2z} lub dla założonego strumienia \dot{m}_z określa się ciśnienie p_{2z} .
- Z równania bilansu cieplnego wymienników ciepłowniczych znajduje się temperaturę t_{w2} wody na wylocie z wymiennika WC1 oraz moc termiczną wymienników WC1 i WC2.

- Z rozwiązania równań bilansu masy i energii zapisanych dla pozostałych elementów układu cieplnego znajduje się strumień czynnika i jego parametry w analizowanych punktach układu oraz moc elektryczną i wskaźniki pracy układu (strumień pary kierowany do wymienników regeneracyjnych, parametry kondensatu, efektywność układu).

Obliczenia prowadzone są iteracyjnie dla całego układu cieplnego aż do uzyskania założonej dokładności obliczeń strumienia pary zasilającej turbinę $\Delta \dot{m}$



Rys. 5.13. Oznaczenia do algorytmu obliczeń

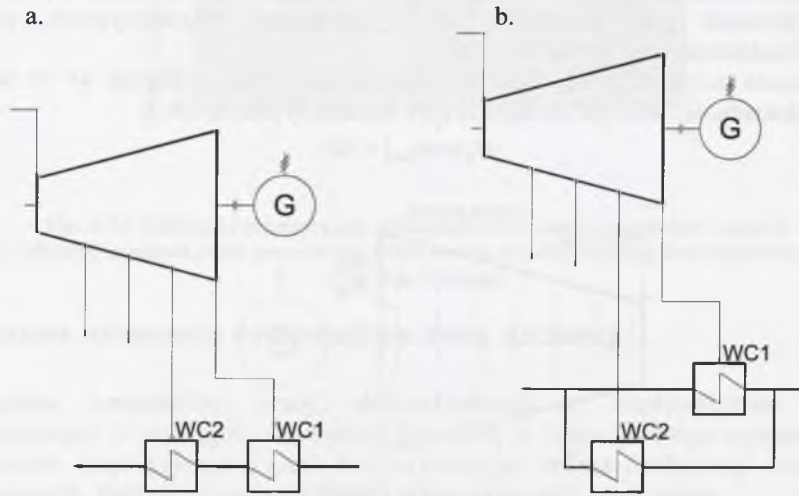
Fig. 5.13. Denotations concerning the algorithm of calculations

Dla określonego strumienia pary \dot{m}_0 parametry upustu i wylotu mogą być regulowane za pomocą zmiany ilości wody sieciowej \dot{m}_w , jej temperatury na wlocie t_{w1} oraz obejść wymienników WC1 i WC2.

Rozpatrzono zmianę schematu cieplnego polegającą na przejściu z szeregowego połączenia na równoległą pracę wymienników wody sieciowej WC1 i WC2 (rys.5.14), podłączonych do turbiny ciepłowniczej. Zmiana ta wynikała z modernizacji układu cieplnego elektrociepłowni mającej na celu zwiększenie efektywności jej pracy w sezonie zimowym. Przejście na równoległe połączenie wymienników umożliwia podgrzanie w nich całego strumienia wody sieciowej, który jest większy od maksymalnego przepływu przez wymienniki w przypadku ich szeregowego połączenia.

Rozwiązanie tego zagadnienia otrzymuje się w procesie iteracyjnym w wyniku rozwiązania równań bilansu masy i energii zapisanych dla elementów układu cieplnego uzupełnionych równaniami przepływu przez ostatnie stopnie turbiny (w najprostszym ujęciu przez ostatni stopień). Obliczenia prowadzono przy założeniu, że strumień wody sieciowej przepływającej przez wymiennik WC1 jest taki sam jak przy połączeniu szeregowym wymienników (2200 t/h) i nie ulega zmianie. Ponadto temperatura wody zasilającej wymienniki nie zmienia się. Wielkością wpływającą na parametry upustu i wylotu turbiny jest strumień wody sieciowej przepływającej przez wymiennik WC2. Punktem wyjścia jest znalezienie takich warunków pracy (przepływ wody przez WC1 i WC2), które nie zmieniają parametrów upustu i wylotu z turbiny dla równoległego połączenia wymienników. W rozpatrywanym przypadku parametry upustu i wylotu są takie same jak przy połączeniu szeregowym dla strumienia przepływającego przez wymiennik WC2, wynoszącego 580 t/h wody. Moc ostatniego stopnia wynosi wówczas ok. 1000 kW. Przyrost strumienia wody przez WC2 powoduje zmianę pracy „końca” turbiny (zmniejszenie strumienia przepływającego

przez ostatni stopień oraz zmianę ciśnienia przed i za stopniem). W efekcie maleje moc ostatniego stopnia, może ona osiągnąć nawet wartość ujemną (praca sprężarkowa stopnia).



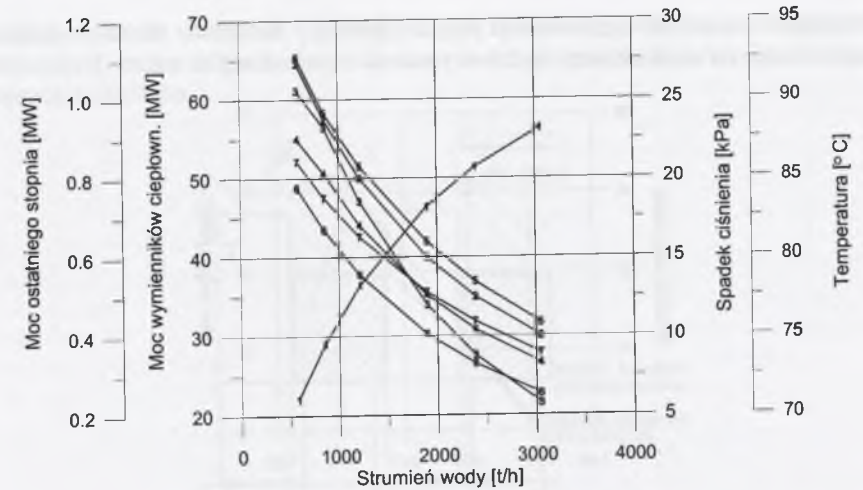
Rys. 5.14. Układ turbiny ciepłowniczej z połączeniem wymienników: szeregowym (a), równoległym (b)
Fig. 5.14. System of a thermal turbine with: series connection of a heat exchangers (a), parallel connection of a heat exchangers (b)

Wybrane rezultaty obliczeń przedstawiono na rys. 5.15. Ilustruje on zmianę mocy cieplnej wymienników WC1 i WC2 oraz zmianę mocy ostatniego stopnia turbiny w funkcji natężenia przepływu przez wymiennik WC2. Pokazano również zmianę temperatury za poszczególnymi wymiennikami oraz po zmieszaniu w funkcji strumienia wody przez WC2. Ponadto przedstawiono zmianę różnicy ciśnienia między upustem a wylotem z turbiny. Dla takiego samego natężenia przepływu wody sieciowej przez oba wymienniki (wynoszącego po ok. 2200t/h) moc ostatniego stopnia wynosi ok. 400 kW. Zatem jest ona o ok. 600 kW mniejsza od wartości mocy ostatniego stopnia przy połączeniu szeregowym wymienników.

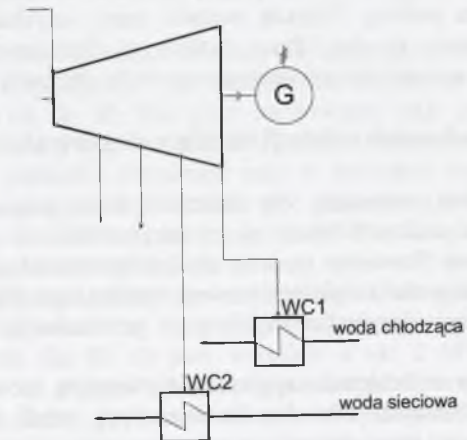
W sezonie letnim zapotrzebowanie na ciepło z reguły jest znacznie mniejsze od wartości nominalnych dla turbin ciepłowniczych. Praca turbiny w tych warunkach jest możliwa na tzw. „pseudokondensację”. Jej wadą jest stosunkowo wysokie ciśnienie na wylocie turbiny, co powoduje niską efektywność tego typu pracy.

Na rysunku 5.16 przedstawiono propozycję wykorzystania wymiennika WC1 jako skraplacza turbiny, przez który przepływa woda chłodząca [11]. Wymiennik WC2 może podgrzewać wodę sieciową lub może być wyłączony.

W przypadku pracy na czystą kondensację (wymiennik WC1 pełni rolę skraplacza, natomiast wymiennik WC2 jest wyłączony) ostatni stopień będzie ograniczał strumień pary przepływający przez turbinę. Maksymalny przepływ przez ten stopień zachodzi dla krytycznego spadku w wieńcu wirnikowym. Obniżanie ciśnienia na wylocie turbiny ciepłowniczej prowadzi do zmniejszenia strumienia pary i tym samym do obniżenia mocy turbiny.



Rys. 5.15. Zmiana w funkcji strumienia wody przepływającej przez wymiennik WC2: 1 – mocy wymiennika WC2, 2 – mocy wymiennika WC1, 3 – mocy ostatniego stopnia, 4 – spadku ciśnienia na ostatnim stopniu, 5 – temperatury wody za WC2, 6 – temperatury wody za WC1, 7 – temperatury wody po zmieszaniu
Fig. 5.15. Changes in the function of the stream of water flowing through the WC2 exchanger: 1 – thermal power of the WC2 exchanger 1; 2 – thermal power of the WC1 exchanger; 3 – power output of the last stage; 4 – pressure drop on the last stage; 5 – temperature of water at the outlet of the WC2 exchanger 2; 6 – temperature of water at the outlet of the WC1 exchanger; 7 – temperature of water after mixing



Rys. 5.16. Zmiana połączenia wymienników ciepłowniczych; wymiennik WC1 pracuje jako skraplacz
Fig. 5.16. Changes in the system of the heat exchangers; the WC1 exchanger operates as a condenser

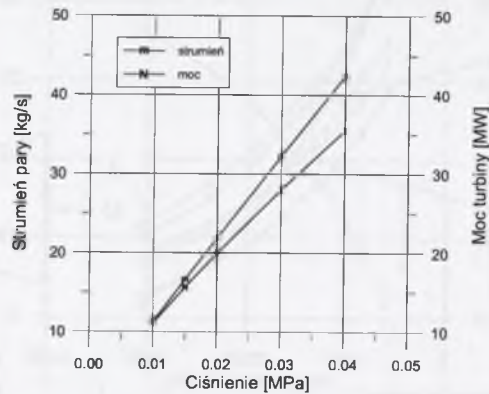
Na rysunku 5.17 zilustrowano rezultaty obliczeń maksymalnego strumienia dla ostatniego stopnia turbiny oraz moc turbiny odpowiadającą temu strumieniowi w funkcji ciśnienia za turbiną. Moc została wyznaczona ze wzoru:

$$N = \dot{m}_z (i_0 - i_z), \quad (5.1)$$

gdzie:

\dot{m}_z – maksymalny strumień przepływający przez ostatni stopień,
 $\dot{m}_z (i_0 - i_z)$ – spadek entalpii w turbinie.

Ze względu na regenerację strumień pary dopływający do turbiny może być większy od \dot{m}_z , moc w rzeczywistym układzie będzie wyższa od wyznaczonej ze wzoru (5.1).



Rys. 5.17. Maksymalny strumień pary przez ostatni stopień i moc turbiny w funkcji ciśnienia na wylocie ostatniego stopnia

Fig. 5.17. Maximum steam stream through the last stage and power output of the turbine as a function of pressure at the outlet of the last stage

Rezultaty obliczeń układu turbiny ciepłowniczej wskazują, że przy przejściu z pracy na pseudokondensację do pracy kondensacyjnej (w celu obniżenia ciśnienia na wylocie z 0.049 do 0.02 MPa) sprawność obiegu rośnie o 3 punkty procentowe. Efekt ten jest jeszcze wyższy dla niższych ciśnień za turbiną. Wyższą wartość mocy uzyskać można w przypadku zapotrzebowania na ciepło grzejne. Praca turbiny z obniżonym ciśnieniem zapewnia uzyskanie właściwej dla sezonu letniego temperatury wody sieciowej.

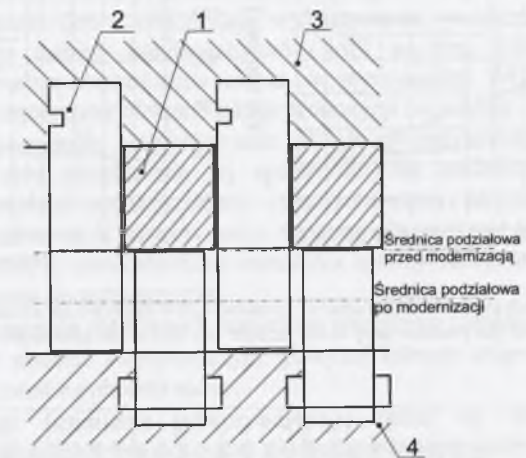
5.5. Przykład obliczeń modernizacji turbiny ciepłowniczej

Największe znaczenie, zwłaszcza dla elektrociepłowni przemysłowych z turbinami przeciwpiędnymi, ma w ostatnich latach eksploatacja turbin ze znacznie zmniejszonym strumieniem pary grzejnej. Powoduje to duży spadek sprawności turbiny, co wiąże się ze znacznym spadkiem efektywności elektrociepłowni. Podniesienie efektywności turboszespołu ciepłowniczego jest w tym przypadku możliwe po przebudowie układu przepływowego turbiny.

Zaznaczyć trzeba, że w turbinach akcyjnych najprostszym sposobem jest przysłonięcie części przekrojów przelotowych wieńców kierowniczych, czyli przejście z pełnego na zasilanie częściowe. Wiąże się to jednak ze wzrostem strat, pojawiają się bowiem straty związane z niepełnym zasilaniem. Decydując się na to rozwiązanie, należy mieć na uwadze także rozłożenie przysłon w poszczególnych stopniach, które zapewnia równocześnie redukcję sił pochodzących od strumienia na łopatkach wirnika i działających na łożyska poprzeczne.

W turbinach o ułopatkowaniu reakcyjnym stopnie zasilane muszą być na całym obwodzie i w związku z tym najprostszą modernizacją polega na zmianie przekrojów wieńców łopatkowych przez zastosowanie dodatkowych pierścieni. Jedną z propozycji przedstawiono na rys. 5.18. Dotyczy ona turbiny przeciwpiędnej R12-90/31 o mocy nominalnej 12 MW. Zmniejszenie przekroju wieńca kierowniczego może być dokonane poprzez wymianę przekładek oddzielających łopatki. Nowe przekładki należy wówczas wykonać o większej wysokości. Graniczny przyrost wysokości przekładek wynika z możliwości technologicznych ich wykonania (ze względu na możliwą do wykonania

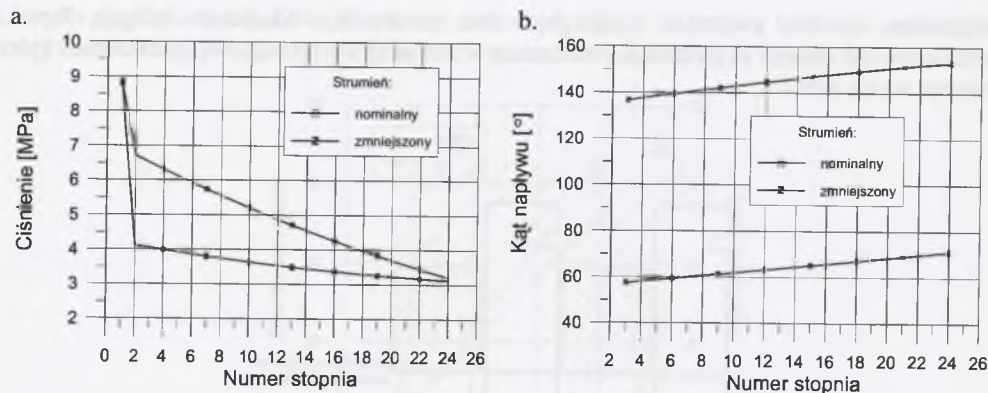
minimalną wartość zwężenia jednego końca przekładki). Skróceniu ulegają łopatki wirnikowe od strony wierzchołka. Natomiast w to miejsce wkłada się pierścienie, które mocuje się do kadłuba.



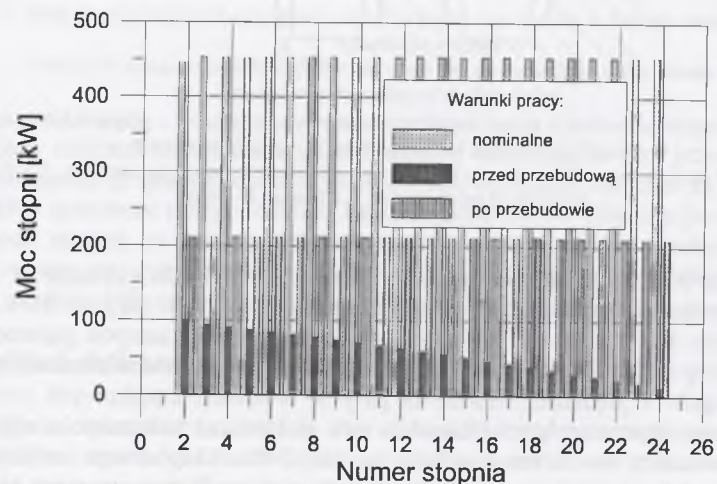
Rys. 5.18. Projekt modernizacji układu łopatkowego turbiny reakcyjnej: 1 – półpierścień dystansowy, 2 – przekładka łopatek nieruchomych, 3 – kadłub, 4 – wirnik

Fig. 5.18. Design of modernized blade system in a reaction turbine: 1 – distancing semiring, 2 – distance piece between of stator blades, 3 – casing, 4 – rotor

Na rysunku 5.19a przedstawiono rezultaty obliczeń rozkładu ciśnienia w omawianej turbinie w warunkach nominalnych i po zmniejszeniu strumienia pary do 45% strumienia nominalnego (ze 175 t/h do 80 t/h), przy zachowaniu tych samych parametrów pary zasilającej turbinę i tej samej wartości przeciwcisnienia. Taka zmiana strumienia wywołuje dużą zmianę kątów i prędkości strumienia pary w wieńcach łopatkowych (rys. 5.19b) i związanych z nimi strat przepływu. Obliczona moc elektryczna turboszespołu wyniesie ok. 3 MW przy sprawności wewnętrznej turbiny poniżej 50%. Eksploatacja turbiny w takich warunkach nie byłaby opłacalna ze względu na małą sprawność przemiany i w efekcie niską wartość mocy stopni. Dlatego zaproponowano zmianę układu przepływowego, by uzyskać możliwie najwyższą sprawność w danych warunkach. Po przebudowie turbiny moc elektryczna turboszespołu dla 80 t/h pary wzrośnie o ok. 2 MW w stosunku do mocy uzyskiwanej w turbinie ze „starym” układem łopatkowym. Sprawność wewnętrzna turbiny będzie jednak o ok. 3 punkty procentowe niższa od sprawności w punkcie nominalnym. Wynika to przede wszystkim ze wzrostu strat przecieku, strat brzegowych oraz nieznacznej zmiany kinematyki wynikającej ze zmniejszenia średniego promienia. Konkretnie zmiany mocy poszczególnych stopni turbiny, które wynikają z obliczeń przepływowych, dla zmodernizowanej konstrukcji przedstawiono na rys. 5.20.



Rys. 5.19. Rozkład spadku ciśnienia w turbinie (a) i rozkład kątów napływu na wieńce łopatkowe stopni (b)
Fig. 5.19. Distribution of the pressure drop in the turbine (a) and of the inlet angle on the blade rims (b)



Rys. 5.20. Moc stopni dla różnych warunków pracy
Fig. 5.20. Power output of the stages under various conditions of operation

5.6. Podsumowanie

Przeprowadzona analiza obiegów cieplnych turbin upustowo-kondensacyjnych i przeciwprężnych ze stałym oraz poślizgowym przeciwcieżnieniem dla różnych warunków pracy pokazała, że w obliczeniach równań bilansowych (masy, energii i entropii) niezwykle ważny jest moduł oceny linii rozprężania w turbinie uwzględniający straty. Może być on wyznaczony zarówno na podstawie równań przelotowości zapisanych dla poszczególnych grup stopni turbiny, jak również z obliczeń przepływu w wieńcach łopatkowych stopni. Ta ostatnia metoda jest lepsza dla stopni (grup stopni), w których zachodzi duża zmiana parametrów. Dotyczy to zwłaszcza stopni bezpośrednio poprzedzających upust regulowany w turbinie upustowo-kondensacyjnej, końcowych stopni w turbinie przeciwprężnej, jak również całej turbiny w przypadku znacznej zmiany warunków jej pracy. Te efekty przeanalizowano na przykładzie zmian temperatury wody sieciowej na wypływie z wymiennika

ciepłowniczego zasilanego z regulowanego upustu turbiny na zmianę wskaźników pracy elektrociepłowni.

Przedstawiono rozwiązanie kilku zagadnień dotyczących modernizacji układu ciepłego turbozespołów elektrociepłowni poprzez zmianę konfiguracji wymienników wody sieciowej (rys. 5.14). Szczególnie dobre efekty daje wykorzystanie w sezonie letnim wymiennika zasilanego z wylotu turbiny kondensacyjnej (WC1 na rys. 5.16) jako skraplacza, z jednoczesną możliwością dostarczania ciepła w wymienniku WC2. Uzyskane rezultaty obliczeń świadczą o znacznych efektach takich propozycji rozwiązań.

Zaproponowano sposób przebudowania układu przepływowego reakcyjnej turbiny przeciwprężnej w celu zwiększenia jej sprawności dla zmienionego strumienia pary, spowodowanego trwałym zmniejszeniem zapotrzebowania na ciepło. W efekcie tak przeprowadzonej modernizacji przyrost mocy turbozespołu wyniesie ok. 2 MW.

Należy zaznaczyć, że przedstawiona metodyka analizy obiegów turbin ciepłowniczych może być wykorzystana do wyznaczenia:

- mocy turbozespołu dla różnych warunków obciążenia cieplnego,
- ciśnienia w upuście ciepłowniczym, powyżej którego stopień poprzedzający upust będzie pracował z poborem mocy,
- minimalnego strumienia przepływającego przez cz. NP turbiny upustowo-kondensacyjnej, dla którego stopnie nie będą pracować z poborem mocy,
- mocy cieplnej wymienników wody sieciowej turbiny ciepłowniczej dla różnych sposobów ich połączenia,
- efektywności pracy turbozespołu ciepłowniczego po zmianie konfiguracji wymienników,
- zmiany sprawności przemiany w turbinie dla znacznej zmiany strumienia pary oraz parametrów na wlocie i wylocie turbiny.

6. PODSUMOWANIE

W pracy przedstawiono własną metodykę obliczeń cieplno-przepływowych turbin parowych. Ich główne znaczenie polega na możliwości badania różnorodnych stanów zmiennego obciążenia turbin przy zachowaniu wysokiej dokładności obliczeń. Znajdują one zastosowanie w analizie wielu zagadnień diagnostycznych, eksploatacyjnych i modernizacyjnych turbin a także ich układów cieplnych.

W modelowaniu parametrów termodynamicznych czynnika w turbinie dla różnych warunków pracy turbozespołu wykorzystano dwie grupy metod (rozdział 2):

- Opartych na rozwiązaniu równań zachowania energii, substancji i ruchu w wieńcach łopatkowych stopni (w ujęciu jedno i dwuwymiarowym).
- Wykorzystujące równania przelotowości zapisane dla grup stopni turbiny.

Algorytmy wyznaczania linii rozprężania każdą z rozpatrywanych metod sprzęgnięto z obliczeniami całego obiegu. Model obiegu stanowią równania zachowania masy i energii zapisane dla każdego elementu układu. Sposób sprzęgnięcia tych obliczeń przedstawiono w punkcie 2.1.1.

Przedyskutowano klasę zadań, dla których można stosować jedną bądź drugą metodę analizy linii rozprężania. W niektórych przypadkach należy stosować wyłącznie bardziej złożoną metodę obliczeń przepływu przez stopnie, np. dla stopni poprzedzających upust regulowany w turbinie upustowo-kondensacyjnej lub dla stopni części niskoprężnej turbiny. Natomiast w systemach automatycznego sterowania eksploatacją turbin podstawowym kryterium jest zarówno krótki czas obliczeń, jak również, w miarę prosty algorytm umożliwiający programowanie sterowników. Zwykle w zagadnieniach diagnostyki cieplno-przepływowej i cieplno-wytrzymałościowej turbin można łączyć obie metody, co upraszcza sposób rozwiązania (punkt 2.1).

Podstawowe znaczenie dla dokładności wyznaczania parametrów przepływu ma w pierwszej grupie metod modelowanie strat energii w stopniach. Analizowano różne korelacje opisujące straty łopatkowe i pozałopatkowe. Do rozwiązania zagadnień rozpatrywanych w pracy wybrano zależności dające najlepszą zgodność z eksperymentem i jednocześnie umożliwiające ocenę wpływu geometrii układu łopatkowego i parametrów przepływu na wartość tych strat. Szczegółową analizę metod wyznaczania strat w przepływie przedstawiono w rozdziale 3.

Dla drugiej grupy metod czynnikiem decydującym o dokładności wyznaczenia parametrów na linii rozprężania jest założona charakterystyka sprawności rozpatrywanych grup stopni turbiny. Można ją wyznaczyć na podstawie pomiarów parametrów pary w upustach turbiny. Nie zawsze jednak uzyskuje się w tym przypadku wiarygodne rezultaty. Wskazuje na to analiza linii rozprężania wyznaczonych na podstawie pomiarów zbieranych w systemach monitoringu bloków energetycznych (punkt 4.1).

Dla turbiny 200 MW przedstawiono zastosowanie opracowanych algorytmów obliczeń strat w stopniu turbinowym w podejmowaniu decyzji remontowych i modernizacyjnych. W tej części zbadano wpływ osiowego ustawienia wirnika względem kadłuba na straty oraz oceniono wpływ zniszczenia powierzchni łopatek wirnikowych stopnia regulacyjnego na obniżenie sprawności i mocy turbiny.

Te procedury wyznaczania strat w przepływie wykorzystano również do rozwiązania uproszczonych zadań projektowych stopni turbinowych. W przedstawianych w literaturze przedmiotu algorytmach optymalizacji wykorzystuje się zwykle proste zależności opisujące straty, co znacznie upraszcza sposób rozwiązania. Przeprowadzona w punkcie 3.5 analiza pierwszego etapu obliczeń optymalizacyjnych wskazuje na duży wpływ przyjętych do obliczeń zależności opisujących straty w przepływie na geometrię stopnia w optymalnym

punkcie jego pracy. Dlatego w rozwiązaniu zadań projektowych należy szczególną uwagę zwrócić na dokładne modelowanie tych strat.

W analizie linii rozprężania należy uwzględnić indywidualne cechy każdej turbiny, wynikające z różnic geometrii (układu przepływowego, uszczelnień) dla turbin tego samego typu, dokonując procesu skalowania. Zapewnia to zgodność wyników obliczeń z pomiarami. Sposób rozwiązania tego zagadnienia przedstawiono w punkcie 4.1.1.

Analiza linii rozprężania daje możliwość korekty błędów pomiarów eksploatacyjnych ciśnienia i temperatury pary w układzie turbiny. Może służyć również do weryfikacji wykonanych na podstawie pomiarów (np. przed- i poremontowych, gwarancyjnych), obliczeń bilansowych bloku energetycznego. W punkcie 4.2.1 przedstawiono korektę pomiarów dokonaną dla turbiny kondensacyjnej 200 MW oraz dla turbiny upustowo-kondensacyjnej o mocy elektrycznej 70 MW. Stwierdzono, że bezpośrednie wykorzystanie pomiarów parametrów pary w upustach turbiny do analizy układu cieplnego może prowadzić do błędów w ocenie wskaźników jego pracy. Również zastąpienie rzeczywistej linii rozprężania jej liniową aproksymacją (tak jak ma to zwykle miejsce w praktyce bilansowania bloków energetycznych np. dla podstawowej w krajowej energetyce turbinie 200 MW) powoduje błędy w ocenie sprawności i mocy każdej części turbiny. Zależności określające te różnice, spowodowane tak dokonanym przybliżeniem linii rozprężania, przedstawiono w punkcie 4.2.2. Przybliżenie linii rozprężania prowadzi również do błędów w ocenie efektów modernizacji turbozespołu (np. dotyczącej wymiany cz. NP). Dlatego w celu uniknięcia wymienionych błędów należy dokonywać weryfikacji pomiarów analizą linii rozprężania w turbinie. W tej części pracy przedstawiono również opracowany przez autora algorytm obliczeń cieplno-przepływowych, będący ważnym elementem procedury optymalizacji on-line rozruchu turbin, w którym następuje przeliczenie optymalnych wartości przyrostu temperatury pary omywającej elementy turbiny na parametry procesowe, np. zmianę mocy turbiny. Został on opracowany dla turbiny 360 MW.

Do analizy źródeł generacji strat w instalacji siłowni cieplnej, oceny stanu jej urządzeń, badania procesów modernizacyjnych siłowni wygodnie jest wykorzystywać metodę entropową. Do oceny stanu technicznego elementów obiegu zaproponowano wprowadzenie wskaźników opartych na miarach entropowych, które mogą dostarczyć informacji wskazujących o miejscu wystąpienia dyssypacji jak również pokazać, jaki jest wpływ tego elementu, w którym ona zachodzi, na dyssypację całego układu. Może to być pomocne w podejmowaniu decyzji remontowych. Przedstawiono zastosowanie tej metody dla konkretnego turbozespołu o mocy 200 MW. Zagadnienie to analizowano w punkcie 4.3.

Przedstawiono zastosowanie opracowanych algorytmów obliczeń linii rozprężania do rozwiązywania kilku zagadnień dotyczących modernizacji układu cieplnego turbozespołów elektrociepłowni poprzez zmianę konfiguracji wymienników wody sieciowej. Oceniono efekty takich propozycji rozwiązań. Przeanalizowano wpływ zmian temperatury wody sieciowej na wypływie z wymiennika ciepłowniczego zasilanego z regulowanego upustu turbiny na zmianę wskaźników pracy elektrociepłowni. Zaproponowano sposób przebudowania układu przepływowego reakcyjnej turbiny przeciwprężnej w celu zwiększenia jej sprawności dla zmienionego strumienia pary, spowodowanego trwałym zmniejszeniem zapotrzebowania na ciepło. W efekcie tak przeprowadzonej modernizacji przyrost mocy turbozespołu wzrosło o ok. 65% w stosunku do mocy turbiny przed modernizacją.

Przedstawione w pracy algorytmy modelowania parametrów pary w turbinie dla różnych warunków jej pracy zostały wykorzystane:

- w zagadnieniach diagnostyki cieplno-przepływowej układów cieplnych siłowni,
- w systemach automatycznego sterowania eksploatacją turbozespołów do budowy „Bloków Ograniczeń Termicznych”, m.in. dla turbin kondensacyjnych 120 MW, 200 MW i 360 MW oraz ciepłowniczych 13UC100,

- w systemie optymalnego uruchamiania turbiny 360 MW,
- do oceny stopnia zużycia elementów szeregu turbin zainstalowanych w krajowej energetyce zawodowej i przemysłowej, w tym turbin o mocy 120, 200 i 360 MW,
- w analizie wytrzymałościowej elementów turbin,
- w zagadnieniach związanych z modernizacją układów cieplnych elektrowni i elektrociepłowni,
- do zaprojektowania nowego układu przepływowego turbiny przeciwprężnej,
- w modułowej analizie przepływu przez turbiny w celu ustalenia warunków brzegowych do trójwymiarowego modelowania.

Wyniki uzyskane w rozprawie potwierdzają wagę różnej klasy modeli do badania wybranych zagadnień zmiennego obciążenia turbin w siłowniach cieplnych.

LITERATURA

1. Abramow W.I., Filippow G.A., Frołow W.W.: Tiejłowej rasczot turbin. Maszynostrojenie, Moskwa 1974.
2. Ainley D. G., Mathieson G. C. R.: A method of performance estimation for axial-flow turbines. British Aeronautical Research Council, R&M, 2974/1951.
3. Aleksandrow A.A.: Sistiema urawnienij IAPWS-IF 97 dla wyczisljenija termodynamiczeskich swojstw wody i wodjanogo para w promyszliennych rascziotach. Tiejłoeniergetika 9 (część I), 10 (część II), 1998.
4. Aleksejewa R.N., Bojcowa E.A.: Priblizennaja mietodika opredieljenija aerodynamiczeskich potier w wiernych resztkach turbiny stupiueni. Tiejłoeniergetika 12, 1973, ss. 21-25.
5. Badyda K., Lewandowski J., Miller A.: Modernizacje układów łopatkowych turbin parowych średniej i małej mocy. III Konferencja „Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej”, z. 15, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, tom I, Warszawa 1997, ss. 7-17.
6. Bojko A. W.: Optimalnoje projektowanie protocznoj czasti osiewych turbin. Wysszaja Szkoła, 1982.
7. Borzęcki T., Chodkiewicz R., Sobczak K.: Wpływ przepływów ubocznych na pracę stopnia turbiny osiowej. IX Międzynarodowa Konferencja “Przepływowe Maszyny Wirnikowe”, Rzeszów 2003, ss. 217-224.
8. Bujalski W., Lewandowski J.: Identyfikacja modelu matematycznego turbiny parowej z wykorzystaniem pomiarów z rozproszonego systemu sterowania (DCS). Prace naukowe, Mechanika, z.190, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2001, ss. 31-40.
9. Chmielniak T., Łukowicz H.: Metoda projektowania stopni turbinowych z łopatkami zwijanyimi. Zbiór prac VIII Międzynarodowej Konferencji „Rotary Fluid-Flow Machines, Rzeszów 1998, ss.29-35.
10. Chmielniak T., Łukowicz H.: Parametryczna optymalizacja stopni turbinowych w ujęciu jednowymiarowym. Zagadnienia Maszyn Przepływowych IMP PAN, Gdańsk 1993, ss. 147-161.
11. Chmielniak T., Kosman G., Łukowicz H., Roskosz M.: Analiza możliwości zwiększenia sprawności elektrociepłowni z turbinami ciepłowniczymi poprzez modernizację obiegu cieplnego. Konferencja naukowo-techniczna „ENERGETYKA 2002”, Politechnika Wrocławska, 2002, ss. 141 – 148.
12. Chmielniak T., Kosman G., Łukowicz H.: Modelowanie procesu rozprężania pary w turbinie z uwzględnieniem nagrzewania wirnika i kadłuba. Zbiór artykułów i referatów Konferencji naukowo-technicznej „40 lat pracy Instytutu Techniki Ciepłej...”, Łódź 1989.
13. Chmielniak T., Kosman G., Rusin A., Łukowicz H., Roskosz M.: Rozwój metod diagnostyki eksploatacyjnej oraz nowych procedur sterowania pracą bloków energetycznych. Materiały konferencyjne. Konferencja naukowo-techniczna „MASZYNY I URZĄDZENIA ENERGETYCZNE - zagadnienia eksploatacyjne”. Czerwiec 2001. ss. 5-19.
14. Chmielniak T., Łukowicz H., Wróblewski W.: Określenie efektywności turbozespołów po zmianie warunków pracy układu chłodzenia. ZN Katedry Mechaniki Stosowanej Politechniki Śląskiej, nr 15/2001, ss. 59-64.
15. Chmielniak T., Łukowicz H., Wróblewski W., Dykas S., Wilczewski W.: Metoda kontroli pracy układu chłodzenia. Energetyka (SEP), nr 12, 1997, ss. 64-68.

16. Chmielniak T., Łukowicz H., Wróblewski W., Dykas S.: Numerical prediction of losses in the low pressure last stage blade. Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery, No. 113, 2003, pp. 119-128.
17. Chmielniak T., Łukowicz H., Wróblewski W.: A modular algorithm of the flow analysis in thermal turbines. Conference „Modelling and Design in Fluid-Flow Machinery”. IMP PAN Gdańsk, 1997, pp. 27-31.
18. Chmielniak T., Łukowicz H., Wróblewski W.: Metoda oceny wpływu układu chłodzenia na efektywność pracy bloku. III Konferencja „Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej”. Prace naukowe-Konferencje Politechniki Warszawskiej, z. 15, tom I, Warszawa 1997, ss. 101-108.
19. Chmielniak T., Łukowicz H., Wróblewski W.: Modele przepływów stosowane w obliczeniach turbin ciepłych. II Konferencja „Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej”. Prace naukowe-Konferencje Politechniki Warszawskiej, z. 6, Warszawa 1995, ss. 79-86.
20. Chmielniak T., Łukowicz H., Wróblewski W.: Modular algorithm for the flow analysis heat turbines. Transactions of IFFM, No 104, Gdańsk 1998, ss.19-29
21. Chmielniak T., Łukowicz H., Wróblewski W.: Thermal diagnostics of a turbine and condenser. SYMKOM, Politechnika Łódzka, Turbomachinery No. 122, 2002, ss. 423-432.
22. Chmielniak T., Łukowicz H.: Analiza entropowa siłowni parowej, wyniki obliczeń. Prace naukowe Politechniki Warszawskiej, Mechanika z.181, 1999, ss.23-30.
23. Chmielniak T., Łukowicz H.: Badania przepływów w stanach różnego obciążenia układów łopatkowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Energetyka, z. 126, Gliwice 1995, ss. 107-131.
24. Chmielniak T., Łukowicz H.: Beitrag zur Ermittlung von Ausdehnung der Ablosungszone bei in Teillast arbeitenden Turbinenstufe. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Energetyka, z. 98, Gliwice 1987, ss. 25-44.
25. Chmielniak T., Łukowicz H.: Influence of the shape of flow channel limiting surfaces on the radial gradient of degree of reaction. IX Conference „Steam Turbines of Large Output”, Karlovy Vary, Czechoslovakia, 1989, ss.185-189.
26. Chmielniak T., Łukowicz H.: Modelling of the flow in a turbine stage with a different load from nominal. Politechnika Łódzka, Turbomachinery No. 115, 1999, ss. 47- 54.
27. Chmielniak T., Łukowicz H.: Numerical calculation of turbine stage for off-design conditions. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, Ciepne Maszyny Przepływowe, z. 103, Łódź 1992, ss. 143-165.
28. Chmielniak T., Łukowicz H.: Ocena pomiarów ruchowych na podstawie obliczeniowej linii ekspansji. GRE 2002, ZN Politechniki Opolskiej, s. Elektryka, z. 51, Nr 208/2002, ss.93 – 98.
29. Chmielniak T., Łukowicz H.: Ocena rozległości strefy oderwania strumienia przy małych obciążeniach stopnia turbinowego. Prace Instytutu Maszyn Przepływowych PAN, z. 92, Gdańsk 1990, ss. 113-124.
30. Chmielniak T., Łukowicz H.: Wpływ ciśnienia w skraplaczu na pracę ostatniego stopnia części niskoprężnej turbiny. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Energetyka, z. 127, Gliwice 1996, ss. 103-118.
31. Chmielniak T., Łukowicz H.: Wybrane zagadnienia wyznaczania linii rozprężania w turbinach parowych. V Konferencja „Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2001, z. 21, ss. 59-68.
32. Chmielniak T., Łukowicz H.: Zastosowanie metody entropowej w diagnostyce termicznej siłowni parowych. VII Forum Energetyków „Gospodarka Remontowa Energetyki”, ZN Politechniki Opolskiej nr 255/2000, s. Elektryka, z. 49, Opole 2000, ss. 39-52.
33. Chmielniak T., Wróblewski W., Łukowicz H., Wiśniowski L., Szerszeń A.: Wspomaganie nadzoru nad pracą układu chłodzenia turbin bloków ciepłowniczych. Prace naukowe – Monografie – Konferencje, IMiUE Pol. Śl., z. 8, Gliwice 2002, ss. 93 – 104.
34. Chmielniak T., Wróblewski W., Łukowicz H.: Modelowanie stref kondensacji w części niskoprężnej turbiny parowej. Prace naukowe – Monografie – Konferencje, IMiUE Pol. Śl., z. 8, Gliwice 2002, ss. 105 –114.
35. Chmielniak T., Wróblewski W., Łukowicz H., Dykas S.: Diagnostyka i dobór optymalnych parametrów pracy skraplaczy turbin parowych. IV Forum Energetyków „Gospodarka Remontowa Energetyki”, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, s. Elektryka z. 46, nr 242/98, ss. 75-80.
36. Chodkiewicz R., Porochnicki J.: Calculation of the flow through axial turbine stages. Ciepne Maszyny Przepływowe, z. 108, Politechnika Łódzka, 1995.
37. Craig H.R.M., Cox H.J.A., Performance estimation of axial flow turbines. Journal of the Inst. of Mech. Eng., vol. 32, 1970-71, pp. 407-424.
38. Dejcz M. E., Trojanowski B. M.: Issledowania i rasczoty stupieniej osiewych turbin. Maszynostrojenie, Moskwa 1974.
39. Denton J. D.: Loss mechanismus in turbomachines. Transactions of theASME, 93-GT-435, 1993, pp. 1-40.
40. Gardzilewicz A., Głuch J., Bogulicz M., Kurant B.: Modelowanie wybranych procesów cieplno-przepływowych w diagnostyce turbin parowych. III Konferencja „Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej”, z. 15, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, tom I, Warszawa 1997, ss. 221-229.
41. Gardzilewicz A., Lampart P., Kardaś D., Banaszkiwicz M., Badur J., Krzyżanowski J., Łuniewicz B., Czwiertnia K.: O kilku zastosowaniach numerycznej mechaniki płynów w procesie modernizacji i doskonalenia akcyjnych turbin parowych. Prace Naukowe, Mechanika, z.181, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999, ss. 69-86.
42. Gardzilewicz A., Łuniewicz B., Stojanow A.: Streamline curvature calculation of flow through steam turbine stages with diffusers. Ciepne Maszyny Przepływowe, z. 108, Politechnika Łódzka, 1995, pp. 147-156.
43. Gardzilewicz A., Marcinkowski S.: Nowa metoda oceny sprawności części NP. turbin parowych. IV Konferencja „Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, z. 17, Warszawa 1999, ss. 61-68
44. Gardzilewicz A., Świdryczyk A.: Mixing loss evaluation errors in impulse turbine stage steady-state flow calcalitions. Turbomachinery, Nr 122, 2002, pp. 321-328.
45. Gardzilewicz A.: Aktualne problemy projektowania, konstruowania i diagnostyki cieplnej turbin parowych. IMP PAN, 438/98, Gdańsk 1998.
46. Gardzilewicz A., Performance analysis of regenerative extractions of turbines based on thermodynamic measurements in power plants. VDI Berichte Nr 1186, 1995, pp. 427-443.
47. Gardzilewicz A., Topolski J.: Wpływ zmiany luzów na pracę akcyjnych stopni w eksploatacji turbin. Opracowanie wewn. IMP PAN Gdańsk, 461/96.
48. Głuch J., Krzyżanowski J.: Problem dokładności w diagnostyce cieplno-przepływowej bloków parowych. V Konferencja „Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, z. 21, Warszawa 2001, ss. 111-120.
49. Gundlach W., Hanausek P.: Badania strefowego oddziaływania przepływów ubocznych na turbinie modelowej TM1-2. III Konferencja „Problemy Badawcze Energetyki

- Ciepłej”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, z. 15, tom I, Warszawa 1997, ss. 249-256.
50. Gyarmathy G.: Grundlagen einer Theorie des Nassdampfurbine. Dissertation, Juris Verlag, Zürich, 1960.
 51. Horlock J. H.: Turbiny osiowe. Maszynostrojenie, Moskwa 1972, (w języku rosyjskim).
 52. Iwanow W.A. Reżimy moszcznych turbinnnych ustanowok. Energoatomizdat, Leningrad 1986.
 53. Janiczek R., Eksploatacja elektrowni parowych. WNT, Warszawa 1980.
 54. Jesionek K., Wiewiórkowska M., Woszczak K.: Symulacja pracy układu regeneracji turbozespołu dużej mocy. IV Konferencja „Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, z. 17, Warszawa 1999, ss. 90-97.
 55. Kiryłłow I. I.: Teoria turbomaszyn. Maszynostrojenie, Leningrad 1972.
 56. Kapinos W., Garkuszka A.W.: Pieriemiennyj rieżim raboty parowych turbin”. WSZ, Charkow 1989.
 57. Konorski A.: Uściślone prawo przelotności i nowa metoda obliczania przelotności turbin ciepłych. Prace Inst. Masz. Przepływ. PWN Warszawa-Poznań 1962, z. 6, ss. 31-109.
 58. Kopełow S.Z., Eikiejew W.W.: Aerodynamiczeskije potierzy w łopacocznych reszatkach raboczich kolies pri niestacionarnom obtekanii. Tieploenergetika, 1979, 8, ss. 40-44.
 59. Kosman G., Łukowicz H., Rusin A.: Modelowanie procesu rozprężania pary i nagrzewania elementów turbin jako fragment systemu oceny trwałości. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Mechanika, z. 103, Gliwice 1991, ss. 117-120.
 60. Kosman G., Rusin A., Łukowicz H.: Computer-aided evaluation of the durability of turbine elements. VDI Berichte, nr 868, 1991, s. 165-174.
 61. Kosman G., Rusin A., Łukowicz H.: Modelowanie nadzwyczajnych stanów termicznych turbin parowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria: Energetyka, z. 126, Gliwice 1995, ss. 149-162.
 62. Kosman Gerard, Łukowicz Henryk, Podleska Janusz: Współpraca turbiny ciepłowniczej z członem kondensacyjnym. IV Forum Energetyków „Gospodarka Remontowa Energetyki”, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, s. Elektryka z. 46, nr 242/98, ss. 189-198.
 63. Kosowski K.: Dobór korzystnych wartości podstawowych parametrów projektowych turbin ciepłych. Uogólniona metoda projektowania stopni turbinowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, Budownictwo Okrętowe LXII, Nr 528, 1995.
 64. Kostjuk A. G., Szerstjuk A. N.: Gazoturbinnnye ustanowki. Wysszaja Szkoła, Moskwa 1979.
 65. Kotlar I. W.: Pieriemiennyj reżim raboty gazoturbinnnych ustanowok. Maszgiz, Moskwa 1961.
 66. Krzyżanowski J., Chmielniak T., Łukowicz H., Marcinkowski S., Rogala I.: Przepływ pary w stopniach przy częściowych obciążeniach. Opracowanie wewnętrzne IMP PAN, nr arch. 310/90, Gdańsk 1990.
 67. Krzyżanowski J., Głuch J.: Diagnostyka ciepło-przepływowa obiektów energetycznych. Wydawnictwo IMP PAN, Gdańsk 2004.
 68. Krzyżanowski J., Głuch J.: On expansion line anomalies in steam turbines. Turbomachinery, Nr 122, 2002, ss. 347-356.
 69. Krzyżanowski J., Marcinkowski S.: Unterlangen zur Kontrollberechnung der Strömung in der letzten Stufe der 200 MW Turbine. Opracowanie wewn. IMP PAN, Gdańsk.
 70. Krzyżanowski J.: Przegląd metod określania sprawności (części niskoprężnej) turbin. Opracowanie wewn. IMP PAN, Gdańsk, nr arch. 315/92.

71. Krzyżanowski J.: Przyczynek do dyskusji na temat weryfikacji metod obliczeniowych maszyn przepływowych. Ciepłe Maszyny Przepływowe, Nr 110, 1996, ss. 175-192.
72. Lampart P., Gardzilewicz A.: Numerical study of 3D blading in HP impulse turbines. Ciepłe Maszyny Przepływowe (Turbomachinery), nr 115, SYMKOM'99, Politechnika Łódzka, 1999, pp. 297-310.
73. Lampart P.: Numerical optimization of 3D blading in the LP exit stage of steam turbine for different load conditions. 5-th European Conference on Turbomachinery, Prague, 2003.
74. Litineckij V.V., Riwkin S.L. Kremenewskaja E.A.: Algoritm rasczota termodinamiczeskich swojstw wodjanogo para i wody na EWM. Teloenergetika nr 4, 1986.
75. Łukowicz H., Wróblewski W.: Warunki wymiany ciepła w stopniu komorowym przy różnych stanach obciążenia. ZN Politechniki Śląskiej, s. Energetyka, z. 117, Gliwice 1993, ss. 63-93.
76. Łukowicz H.: Wyznaczenie linii rozprężania w turbinach ciepłowniczych dla różnych warunków obciążenia. IX Międzynarodowa Konferencja „Przepływowe Maszyny Wirnikowe”, Rzeszów 2003, ss. 211-216.
77. Łukowicz H.: Analiza metod wyznaczania parametrów pary w turbinie w zagadnieniach diagnostyki ciepłej i wytrzymałościowej. VI Konferencja PBEC, Prace naukowe-Konferencje, z. 23, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2003, ss. 215-222.
78. Łukowicz H.: Modelowanie linii rozprężania w turbinach w zagadnieniach diagnostyki termicznej układów ciepłych siłowni. IV Konferencja Naukowa „Dostosowanie Energetyki do Standardów Europejskich w Zakresie Techniki i Ekologii”, Szczyrk 2003, Prace IMiUE Politechniki Śląskiej, z. 12, ss. 83-92.
79. Łukowicz H.: Wpływ odległości wieńców łopatkowych w stopniach turbiny na straty przepływu. GRE 2002, ZN Politechniki Opolskiej, s. Elektryka, z. 51, Nr 208/2002, ss. 463 – 468
80. Łukowicz H.: Wskaźniki degradacji elementów siłowni ciepłych oparte na analizie generacji entropii. Archiwum Energetyki, tom XXXIV (2005), nr 2, ss. 167-184
81. Marcinkowski S.: Dane z pomiarów do wykonania obliczenia kontrolnego przepływu pary w ostatnim stopniu turbiny 13K215. Opracowanie wewn. IMP PAN, Gdańsk, nr arch. 140/90.
82. Marcinkowski S.: Dane z pomiarów do wykonania obliczenia kontrolnego przepływu pary w ostatnim stopniu turbiny 13K215. Opracowanie wewn. IMP PAN, Gdańsk, nr arch. 149/90.
83. Mikieliewicz J., Kosowski K., Głuch J., Bykuć S.: Obliczenia turbin parowych w zmiennych warunkach ruchu. Część I: Analiza algorytmów obliczeniowych, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Nr 1893/2001, Gdańsk 2001; Część II: Algorytm szczegółowych obliczeń rozkładu ciśnień za poszczególnymi stopniami turbiny, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk 2002.
84. Miller A., Lewandowski J.: Praca turbin parowych w zmienionych warunkach. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1992.
85. Miller A.: Teoria maszyn wirnikowych. Zagadnienia wybrane. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1982.
86. Miller A.: Badanie grup stopni turbinowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, 445, 1989.
87. Miller A.: Wyznaczanie sprawności grup stopni turbinowych w zmienionych warunkach pracy. Archiwum Budowy Maszyn, 1, 1975.
88. Nosowickij A.I., Szpenzer G.G.: Gazodinamika wlażnoparowych turbinnnych stupieniej. Maszynostrojenie, Leningrad 1977.

89. Osborne C., Platt M., Weitzman P., Denus K.: Multi-disciplinary optimization applied to a turbocharger compressor impeller. IX Międzynarodowa Konferencja „Rotary Fluid-Flow Machines”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, 2003, ss. 43-56.
90. Perycz S.: Turbiny parowe. Ossolineum, 1992.
91. Porochnicki J., Chodkiewicz R.: Optymalizacja sprawnościowa i konstrukcyjna układu łopatkowego turbin przemysłowych. ZN Pol. Łódzkiej, Ciepłne maszyny przepływowe, z. 102, Łódź 1992, ss.121-141.
92. Puzyrewski R.: Podstawy teorii maszyn wirnikowych w ujęciu jednowymiarowym. Ossolineum, 1992.
93. Qiang K. F., Chen N. X.: New Correlations of the Two-Dimensional Turbine Cascade Aerodynamic Performance. Trans. Of ASME, J. of Eng. Power, Vol. 104, 1982, pp. 456-466.
94. Riwkin S. L., Kremenewskaja E. A.: Urawnienia sostojanija wody i wodjanogo para dla maszynnych rasczotow procesow i oborudowania elektrostancij. Teloenergetika nr 3, 1977.
95. Rusin A., Łukowicz H., Lipka M.: Koncepcja optymalizacji on-line rozruchu turbiny. IX Międzynarodowa Konferencja: Przepływowe Maszyny Wirnikowe”, Rzeszów 2003, 211-216. ss. 195-202.
96. Rusin A., Łukowicz H., Lipka M.: Możliwości optymalizacji parametrów pary w czasie rozruchu turbiny. IV Konferencja Naukowa „Dostosowanie Energetyki do Standardów Europejskich w Zakresie Techniki i Ekologii”, Szczyrk 2003, Prace IMiUE Politechniki Śląskiej, z. 12, ss. 117-124.
97. Rusin A., Łukowicz H., Malec A., Banaszekiewicz M., Lipka M.: Optymalizacja parametrów rozruchowych turbin parowych. Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, z. 202, Warszawa 2003, ss. 179-188.
98. Rusin A., Banaszekiewicz M., Lipka M., Łukowicz H., Radulski W.: Continuous control and optimization of thermal stresses in the process of turbine start-up. International Congress on Thermal Stresses, Vienna, Austria, 2005.
99. Rusinowski H., Szega M., Ziębik A. i inni: System kontroli eksploatacji bloku energetycznego nr 4 w Elektrowni „Opole” z zastosowaniem metod rachunku wyrównawczego. Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, z. 190, Warszawa 2001, ss. 249-260.
100. Samojłowicz G. S., Trojanowski B. W.: Pieriemiennyj režim raboty parowych turbin. GEI, Moskwa 1955.
101. Samojłowicz G. S., Trojanowski B. W.: Pieriemiennyje i pieriechodnyje režimy raboty w parowych turbinach. Energoizdat, Moskwa 1982.
102. Sirotkin J.A.: Aerodinamiczeskij rasczot łopatok osiewych turbomaszin. Maszynostrojenie, Moskwa 1972.
103. Sobański L., Andrzejewska A., Jencz B.: Zmiany modernizacyjne turbin ciepłowniczych. IV Konferencja „Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, z. 17, Warszawa 1999, ss. 195-202.
104. Szczegłajew A. W.: Parowyje turbiny. Energia, Moskwa 1976.
105. Szega M.: Metoda szacowania wartości entalpii pary wylotowej z turbiny kondensacyjnej w uogólnionym algorytmie uzgadniania. Prace naukowe – Mechanika, z. 202, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2003, ss. 239-250.
106. Szubienko-Szubina L.A., Stojanow F.A.: Awtomatizirowanije projektirowanije łopatocznych apparatow tepłowych tyrbín. Maszynostrojenie, Leningrad 1984.
107. Topunow A. M., Tichomirow B. A.: Uprawlenie potokom w ciepłowych turbinach. Maszynostrojenie, 1979.
108. Traupel W.: Thermische Turbomaschinen, 1 Band, 1997.

109. Trzcńska Z.: Praca grupy stopni turbinowych w warunkach odmiennych od obliczeniowych. Rozprawa doktorska, Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa, Politechnika Warszawska, Warszawa 1996.
110. Tuliszka E.: Turbiny ciepłne. WNT, Warszawa 1973.
111. Vomela J.: Experimental research of turbine stages. Power Machines, 2002, Conference WBU in Pilsen, 2002.
112. Witek R.: Porównanie efektów modernizacji turbozespołów zainstalowanych w krajowej energetyce zawodowej. Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, z. 21, Warszawa 2001, ss. 317-320.
113. Wróblewski W.: Numeryczna symulacja zjawisk przepływowych w turbinach ciepłych. ZN Politechniki Śląskiej, s. Energetyka, z. 132, Gliwice 2000.
114. Ziębik A., Szega M., Rusinowski H. i inni: System kontroli bilansów substancji i energii elektrociepłowni z zastosowaniem rachunku wyrównawczego. Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, z. 15, tom II, Warszawa 1997, ss. 277-284.

ZADANIA ANALIZY W OBLICZENIACH PRZEPLYWOWYCH TURBIN PAROWYCH W ZASTOSOWANIU DLA DIAGNOSTYKI I PROJEKTOWANIA

Streszczenie

W pracy przedstawiono własną metodykę obliczeń ciepłno-przepływowych turbin parowych do oceny linii rozprężania. Rozpatrywano uproszczone zadania analizy w kontekście ich wykorzystania w diagnostyce ciepłno-przepływowej i diagnostyce ciepłno-wytrzymałościowej. Wykonano też próby zastosowania prezentowanej metodyki do projektowania wstępnej geometrii stopni w aspekcie taniej modernizacji turbin.

Opracowane algorytmy oparte na prawach przelotności i rozwiązaniu równań zachowania umożliwiają wyznaczenie parametrów pary w dowolnym miejscu turbiny dla różnych warunków pracy turbozespołu. Pozwalają one na wyznaczenie charakterystyk stopni turbinowych w analizie różnych zagadnień, zarówno diagnostyczno-eksploatacyjnych jak i projektowo-konstrukcyjnych. Wyznaczenie linii rozprężania w turbinie parowej sprzęgnięto z obliczeniami obiegu ciepłego.

Szczególną uwagę zwrócono na metody modelowania strat przepływu w stopniach turbinowych, w tym również dla wieńców pracujących w obszarze pary mokrej. Wyboru zastosowanych korelacji opisujących straty energii dokonano na podstawie weryfikacji otrzymanych rezultatów obliczeń z pomiarami parametrów przepływu na rzeczywistych turbinach.

Opracowano metodę skalowania turbiny mającą na celu uzyskanie zgodności przyjętego modelu obliczeniowego z pomiarami dla konkretnej turbiny.

W części dotyczącej aplikacji opracowanej metodyki szczegółowo dokonano oceny błędów w wyznaczeniu sprawności i mocy poszczególnych części turbiny 200 MW. Te błędy wynikają z zastąpienia rzeczywistej linii jej przybliżeniem i prowadzą do błędów w ocenie efektów modernizacji turbozespołu. Przedstawiono oparte na analizie linii rozprężania metody korekty błędów pomiarów eksploatacyjnych ciśnienia i temperatury pary w układzie turbiny.

Własne algorytmy obliczeń linii rozprężania zostały wykorzystane w budowie „bloków ograniczeń termicznych”, które sterują eksploatacją turbiny. Pracują one z powodzeniem w wielu turbinach zainstalowanych w krajowej energetyce.

Za pomocą własnych algorytmów opracowano także moduł obliczeń ciepłno-przepływowych, będący ważnym elementem diagnostycznej optymalizacji rozruchu turbin. Ten moduł zastosowano w konkretnych turbozespołach w systemie on-line. Pozwoliło to na określenie zmiany mocy turbozespołu w funkcji zmiany parametrów pary zasilającej turbinę.

Do oceny stanu technicznego elementów obiegu turbin zaproponowano wprowadzenie wskaźników opartych na miarach entropowych. Dostarczają one informacji wskazujących na miejsce wystąpienia dyssypacji energii, jak również pokazują, jaki jest udział rozpatrywanego elementu w całkowitym bilansie turbozespołu. Takie podejście istotnie rozszerza analizę diagnostyczną opartą wyłącznie na stosowanych obecnie miarach entalpowych. Dołączenie do nich miar entropowych pozwala bowiem dokładniej ocenić stopień degradacji danego elementu, może być zatem pomocne w planowaniu kolejności działań remontowych poszczególnych urządzeń turbozespołu.

Omówiono również zastosowanie opracowanych algorytmów w zagadnieniach związanych z badaniem wpływu wybranych wielkości w układach cieplnych elektrociepłowni na ich efektywność, jak również w przypadku modernizacji instalacji elektrociepłowni.

Na zakończenie można nadmienić, że niniejsze algorytmy zostały wykorzystane w zadaniach projektowych. Zaprezentowano w pracy stosowne procedury optymalizacyjne uproszczonego zadania syntezy. Przy ich użyciu przeanalizowano, jaki jest wpływ zmiany

niektórych parametrów termodynamicznych na parametry geometryczne stopni turbinowych. Pozwoliło to zaproponować modernizację stopni ciepłowniczej turbiny reakcyjnej, gdzie była konieczna duża zmiana zapotrzebowania na parę grzejącą.

ANALYSIS PROBLEMS IN FLOW CALCULATIONS OF STEAM TURBINES APPLIED IN DIAGNOSTICS AND DESIGN

Abstract

The paper presents the author's own method of thermal-flow calculations in steam turbines for the purpose of assessing expansion line. Simplified problems of analyzing have been considered in the context of their application in thermal-flow and thermal-strength diagnostics. Attempts have been made to apply the presented method in designing the preliminary geometry of the stages from the viewpoint of a cheap modernization of the turbines.

The derived algorithms, based on the steam flow capacity of the turbine and solutions of the conservation of energy permit to determine the parameters of steam in any arbitrary place of the turbine under various conditions of the work of a turbine set. They also permit to determine the characteristics of the respective stages analyzing various problems, both diagnostical-operation and designing ones. The determination of the expansion line was combined with calculations of the thermodynamic cycle.

Special attention has been paid to the modeling of flow losses in the respective stages of the turbine, including the blade-rims operating in the zone of wet steam. The applied correlations describing the losses of energy have been chosen basing on verifications of the obtained results of calculations compared with the flow parameters of actual turbines.

A method of scaling the turbine has been developed with the purpose of attaining a conformity of the assumed model of calculations with measurements of the concrete turbine.

In the section devoted to the application of this method the assessment of errors in the determination of the efficiency and power-rating of the respective parts of a 200 MW turbine has been dealt with in more detail. Such errors result from the replacement of the real line by its approximation, leading to errors in the evaluation of the effects of the modernization of the turbine set. Basing on an analysis of the expansion line, methods of correcting the errors in measurements of the pressure and temperature of the steam in the general system of the turbine, have been suggested.

The author's own algorithms of calculating the expansion line were used for the construction of "thermal limitation blocks", which control the operation of the turbine. They have proved to be successful in a number of turbines installed in Polish steam power plants.

By means of these algorithms also a module of thermal-flow calculations has been developed, constituting an important element for the diagnostic optimization of the starting of turbines. This module was applied in some concrete turbine sets in the on-line system. Thus it has become possible to determine changes in the power output of a turbine set as a function of changes of the parameters of steam supplied to the turbine.

In order to estimate the technical state of the elements of a turbine it has been suggested to introduce indices based on entropy measures. They provide information about the place of occurring energy dissipations and indicate the share of the considered element in the entire balance of the turbine set. Such an approach extends essentially the diagnostic analysis basing merely on the enthalpy measures applied so far. Together with the entropy measures this approach permits to assess the degree of degradation of the given element more accurately, so that it may prove to be helpful in the planning of the sequence of overhaul activities of the respective installations of the turbine set.

Moreover, the application of the derived algorithms concerning problems connected with investigations on the effect the selected quantities in heat-and-power stations on their efficiency has been dealt with, too, as well as in the case of modernizing already existing installations.

Finally, it ought to be mentioned that these algorithms have already been used in design problems. For this reason suitable procedures of optimizing a simplified synthesis have been suggested, by means of which the influence of changes of some thermodynamic parameters on the geometrical parameters of the respective stages of the turbines could be analyzed. This again permitted to suggest a modernization of the stages of the back pressure turbine, where a considerable change in the demand for heating steam was indispensable.

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ
ul. Akademicka 5, 44-100 Gliwice; tel. (0-32) 237-13-81
<http://wydawnictwo.polsl.pl>

Sprzedaż i Marketing
tel. (0-32) 237-18-48
wydawnictwo_mark@polsl.pl

Nakł. 100+50 Ark. wyd. 12,5 Ark. druk. 8,375 Papier offset. 70x100,80g

Wydrukowano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach, ul. Kujawska 1
zam. 7/06

Książki Wydawnictwa można nabyć w księgarniach

GLIWICE

- ◆ Punkt Sprzedaży na Wydziale Górnictwa i Geologii – ul. Akademicka 2 (237-17-87)
- ◆ „FORMAT” – Akademicka 5 na Wydziale Budownictwa
- ◆ „LAMBDA” – ul. Akademicka 2 (237-21-40)
- ◆ „MERCURIUS” – ul. Prymasa S. Wyszyńskiego 14 b (032) 230-47-22
- ◆ Punkt Sprzedaży na Wydziale AEI – ul. Akademicka 16 (automatyka, elektronika, informatyka)
- ◆ „ŻAK” – ul. Kaszubska (budynek Biblioteki)

BIAŁYSTOK

- ◆ Dom Książki (Księgarnia 84) – ul. Wiejska 45 c
- ◆ EKOPRESS Księgarnia Wysyłkowa - ul. Brukowa 28 (085) 746-04-95

CZĘSTOCHOWA

- ◆ „AKADEMICKA” – Al. Armii Krajowej 46 (034) 361-32-20

GDAŃSK

- ◆ EKO-BIS – ul. Dyrekcyjna 6 (058) 305-28-53

KATOWICE

- ◆ Punkt Sprzedaży na Wydziale Transportu – ul. Krasińskiego 8
- ◆ Hurtownia „DIK” – ul. Duleby 7 (032) 204-82-30
- ◆ Hurtownia „JERZY” – ul. Słoneczna 24 (258-99-58)

KRAKÓW

- ◆ Techniczna – ul. Podwale 4 (012) 422-48-09
- ◆ Punkt Sprzedaży WND – AGH, Al. Mickiewicza 30

ŁÓDŹ

- ◆ „POLITECHNIKA 100” – ul. Żeromskiego 116 PŁ.
- ◆ Hurtownia „BIBLIOPIL” – ul. Jędrowizna 9a (042) 679-26-77

POZNAŃ

- ◆ Księgarnia „POLITECHNIK” – ul. Piotrowo 3 (061) 665-23-24
- ◆ Księgarnia Techniczna – ul. Półwiejska 28 (061) 659-00-38

RYBNIK

- ◆ „ORBITA” – ul. Rynek 12
- ◆ „NEMEZIS” – ul. Hallera 26

TYCHY

- ◆ „I JA TOURS” - ul. Piłsudskiego 10 (217-00-91 w.130)

WARSZAWA

- ◆ Studencka – Pl. Politechniki 1 (022) 628-77-58
- ◆ Techniczna - ul. Kaliskiego 15 (022) 666-98-02
- ◆ Techniczna – ul. Świętokrzyska 14
- ◆ MDM – ul. Piękna 31

WROCŁAW

- ◆ „TECH” – ul. Wybrzeże Wyspiańskiego 27

ZABRZE

- ◆ Punkt Sprzedaży na Wydziale Organizacji i Zarządzania – ul. Roosevelta 26

BIBLIOTEKA GŁÓWNA
Politechniki Śląskiej

P3349/05/143

Druk: Drukarnia Gliwice, ul. Zwycięstwa 27, tel. 230 49 50