

POLITECHNIKA WARSZAWSKA

DYSCYPLINA NAUKOWA INŻYNIERIA ŚRODOWISKA, GÓRNICTWO
I ENERGETYKA
DZIEDZINA NAUKI INŻYNIERYJNO-TECHNICZNE

Rozprawa doktorska

mgr inż. Paweł Trawiński

**Analityczno-aproksymacyjny model matematyczny bloku
gazowo-parowego dla celów diagnostyczno-ewaluacyjnych**

Promotor
prof. dr hab. inż. Krzysztof Badyda

Promotor pomocniczy
dr inż. Marcin Wołowicz

WARSZAWA 2023

If I have seen further it is by standing on the shoulders of Giants.

Isaac Newton w liście do Roberta Hooke'a, 05.02.1675 r.

Rodzicom

Studia doktoranckie, które podjąłem pięć lat temu w ramach programu Doktoratów Wdrożeniowych, okazały się niesamowitą podróżą, w trakcie której poznałem i miałem okazję współpracować z wieloma wspaniałymi osobami. Niniejsza praca nie powstałaby bez ich wsparcia i zaangażowania.

Dziękuję Promotorowi pracy, Panu prof. dr. hab. inż. Krzysztofowi Badydzie, za opiekę naukową, nieustającą motywację, bezcenne wskazówki i konsultacje oraz poświęcony czas. Możliwość współpracy z Panem Profesorem jest dla mnie ogromnym wyróżnieniem i spełnieniem moich akademickich ambicji.

Dziękuję również Promotorowi pomocniczemu, Panu dr. inż. Marcinowi Wołowiczowi, za nieocenioną pomoc okazaną przy redagowaniu niniejszej dysertacji.

Dziękuję Opiekunowi pomocniczemu z ramienia Pracodawcy, Panu Arkadiuszowi Kurdejowi, za życzliwość, zaufanie i wsparcie merytoryczne.

Panu Łukaszowi Gruszczyńskiemu dziękuję za pomoc w pozyskaniu niezbędnych materiałów i dokumentacji techniczno-ruchowej, a także niezliczone dyskusje w temacie eksploatacji bloku gazowo-parowego w Elektrociepłowni Żerań.

Panu Szymonowi Bobińskiemu dziękuję za udostępnienie danych eksploatacyjnych, które wykorzystałem w trakcie budowy i weryfikacji modelu matematycznego.

Pani Hannie Ratajczyk dziękuję za ogromny entuzjazm, opiekę i wsparcie w sprawach formalnych i organizacyjnych.

Dziękuję moim Rodzicom za nieustającą wiarę we mnie i wsparcie na całej mojej drodze edukacji. Bez Waszej miłości i wyrzeczeń nigdy nie doszedłbym do miejsca, w którym jestem obecnie. Za to wszystko jestem Wam niezmiernie wdzięczny.

Dziękuję mojej Żonie Izabelli za cierpliwość i wiarę w moje możliwości nawet wtedy, kiedy sam w siebie wątpiłem. Tylko Ty jedyna wiesz ile pracy i wysiłku włożyłem w tę pracę. Dziękuję Ci za wszystko. Jesteś moją największą motywacją i radością.

Autor

Streszczenie

Głównym celem pracy było opracowanie autorskiej metodyki budowy modeli matematycznych bloków gazowo-parowych na przykładzie modelu bloku gazowo-parowego zabudowanego w Elektrociepłowni Żerań w Warszawie. Blok ten to Jednostka Wytwórcza Centralnie Dysponowana o osiągalnej mocy elektrycznej około 500 MW, pracująca w gospodarce skojarzonej, polegającej na równoczesnym wytwarzaniu ciepła sieciowego oraz energii elektrycznej, przy przewidzianej możliwości dostaw pary technologicznej dla odbiorców zewnętrznych.

W ramach pracy został skonstruowany, przetestowany oraz przygotowany do prac o charakterze narzędzia analitycznego kompleksowy model matematyczny o budowie modułowej. Zakresem modelowania objęte zostały podstawowe komponenty bloku, w tym: turbozespół gazowy z wydzielonymi modułami sprężarki, zespołu komór spalania oraz ekspandera, trójprężny kocioł odzysknicowy oraz turbozespół parowy. Osobnymi modułami są opracowane na potrzeby zadania modele matematyczne czynników roboczych (powietrza, paliwa gazowego i spalin oraz czynnika obiegu wodno-parowego). Model ma charakter analityczno-empiryczny, zawiera szereg równań aproksymacyjnych. W trakcie prac nad jego opracowaniem dokonano wariantowego doboru równań aproksymacyjnych modelu poszukując rozwiązań w możliwie najwierniejszy sposób odwzorowujących zachowanie obiektu rzeczywistego. Przeprowadzono kompleksowy test poprawności działania poszczególnych modułów i modelu jako całości oraz wyznaczono wybrane charakterystyki pracy układu.

Szczególnym wynikiem pracy jest zrealizowanie zagadnienia istotnego dla praktyki przemysłowej. Opracowany model matematyczny umożliwia symulację pracy jednostki w warunkach zmienionych, diagnostykę cieplną poszczególnych układów termodynamiczno-przepływowych i prowadzenie wielokryterialnej oceny osiągow obiegów w funkcji zmieniających się warunków otoczenia i powiązań technologicznych z częścią kolektorową elektrociepłowni. Model obliczeniowy zgodnie z przyjętym celem zostanie wykorzystany jako narzędzie wspomagające koordynację i planowanie oraz optymalizację pracy bloku gazowo-parowego.

Słowa kluczowe: modelowanie matematyczne, układ gazowo-parowy, turbozespół gazowy, kocioł odzysknicowy, turbozespół parowy

Abstract

The principal objective of the thesis was to formulate an original methodology for the development of mathematical models of CCGT units, using the example of a model of a CCGT unit installed at the Żerań CHP Plant in Warsaw. The unit is a Centrally Dispatched Generating Unit with an achievable electrical capacity of about 500 MW, operating in cogeneration technology, resulting in the simultaneous production of district heat and electricity, with the possibility of supplying process steam to external customers.

A comprehensive mathematical model with a modular structure was built, tested and developed as an analytical tool. The scope of modelling covered the essential components of the unit, including: a gas turbine unit with individual modules for the compressor, combustion chambers and expander, a triple-pressure heat recovery steam generator and a steam turbine unit. Separate modules are the mathematical models of the working mediums (air, fuel and exhaust gases, and water-steam cycle medium) devised explicitly for this purpose. The model is of an analytical-empirical type and includes a set of approximation equations. In the process of its development, a variant selection of the approximation equations was performed, aiming to identify solutions that represent the behaviour of the real object as accurately as possible. A complex validation of individual modules and the model as a whole was conducted, and selected performance characteristics of the cycle were determined.

A particular result of the study is the realisation of a subject relevant to the industrial practice. The developed mathematical model provides the ability to simulate the operation of the unit in off-design conditions, thermal diagnostics of the individual thermal-flow systems and multicriterial evaluation of the performance of the cycle as a function of varying external conditions and technological relations with the collector part of the CHP plant. Following its primary objective, the calculation model will be applied as an instrument to enhance the coordination and planning as well as optimisation of the operation of the CCGT unit.

Keywords: mathematical modelling, gas-steam cycle, gas turbine, heat recovery steam generator, steam turbine

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów	9
1 Wprowadzenie.....	13
2 Cel i zakres pracy	16
3 Modelowanie matematyczne układów gazowo-parowych	20
3.1 Konstrukcja modelu matematycznego	20
3.2 Przegląd literatury	26
4 Czynniki robocze.....	31
5 Turbozespół gazowy M701F5.....	33
5.1 Identyfikacja układu turbozespołu gazowego.....	33
5.2 Zespół filtrów wlotowych	39
5.3 Kierownica wlotowa IGV	41
5.4 Układ przepływowy sprężarki osiowej	45
5.5 Chłodnica powietrza chłodzącego TCA	51
5.6 Charakterystyki sprężarki osiowej	55
5.7 Układ paliwa gazowego	62
5.8 Zespół komór spalania	67
5.9 Linia ekspansji gazów spalinowych.....	70
5.10 Moc teoretyczna i sprawność stopnia turbinowego	81
5.11 Charakterystyki turbiny gazowej	85
5.12 Blok Ograniczeń Termicznych	89
5.13 Bilans mocy na wale turbozespołu gazowego	91
6 Kocioł odzysknicowy CMI	93
6.1 Identyfikacja układu kotła odzysknicowego.....	93

6.2	Analityczno-empiryczny model wymiany ciepła	97
6.3	Podgrzewacz wody zasilającej.....	103
6.4	Parownik i walczak	107
6.5	Przegrzewacz pary.....	111
6.6	Ekonomizer podgrzewu wody sieciowej	116
6.7	Ekonomizer podgrzewu paliwa gazowego	117
7	Turbozespół parowy DST-S10.....	120
7.1	Identyfikacja układu turbozespołu parowego	120
7.2	Grupy stopni turbinowych.....	123
7.3	Stacja redukcyjno-schładzająca	139
7.4	Wymiennik podturbinowy i ciepłowniczy	140
7.5	Wymiennik pseudokondensacji	144
7.6	Bilans mocy na wale turbozespołu parowego	147
8	Wyniki	149
8.1	Program komputerowy	149
8.2	Weryfikacja modelu matematycznego.....	149
8.3	Wybrane charakterystyki turbozespołu gazowego	153
8.4	Wybrane charakterystyki kotła odzysknicowego	156
8.5	Wybrane charakterystyki turbozespołu parowego	157
8.6	Obszar możliwej eksploatacji bloku gazowo-parowego.....	159
9	Podsumowanie i wnioski.....	165
	Literatura	172
	Załącznik nr 1	186

Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów

Oznaczenia:

- A – przekrój obliczeniowy, powierzchnia wymiany ciepła, m^2
a, b – współczynniki charakterystyczne w równaniu stanu gazu
B – uniwersalna stała gazowa, $J \cdot kg^{-1} \cdot mol^{-1}$
c – ciepło właściwe, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ lub $J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}$
g – udział masowy
h – entalpia właściwa, $kJ \cdot kg^{-1}$
k – współczynnik w równaniu modelowym
m – masowe natężenie przepływu, $kg \cdot s^{-1}$
M – masa molowa, $kg \cdot kmol^{-1}$
N – moc wewnętrzna, MW
n – liczba moli lub prędkość obrotowa, s^{-1}
Nu – liczba Nusselta
p – ciśnienie, Pa lub MPa
P – moc elektryczna, MW
Pr – liczba Prandtla
Q – strumień ciepła, MW
r – udział objętościowy lub promień, m
R – indywidualna stała gazowa, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
 R^2 – współczynnik determinacji
Re – liczba Reynoldsa
s – entropia właściwa, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
t – temperatura względna, °C
T – temperatura bezwzględna, K
U – współczynnik wymiany ciepła, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
u – prędkość przepływu, $m \cdot s^{-1}$
V – objętość lub objętościowe natężenie przepływu, m^3 lub $m^3 \cdot s^{-1}$
v – objętość właściwa, $m^3 \cdot kg^{-1}$
x – udział molowy
z – stopień otwarcia zaworu regulacyjnego, %
Z – współczynnik ściśliwości
 α – współczynnik wnikania ciepła, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
 ε – efektywność
 η – sprawność

κ – wykładnik izentropy
 λ – przewodność cieplna, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
 μ – lepkość dynamiczna, $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
 π – spręż
 ρ – gęstość, $kg \cdot m^{-3}$
 φ – zredukowany przepływ masowy
 ω – współczynnik acentryczności

Indeksy:

* – parametr stagnacji
a – powietrze
AT – niedogrzanie wody zasilającej
bilans – wartość wyznaczona na podstawie bilansu
blade – układ łopatkowy turbiny gazowej
c – woda chłodząca
charakterystyka – wartość wyznaczona na podstawie charakterystyki
kr – wartość krytyczna
dane – wartość ze zbioru danych eksploatacyjnych
e – gazy spalinowe
EKO – podgrzewacz wody
eksp – ekspansja
el – elektryczny
f – paliwo gazowe
g – woda w układzie ekonomizera sieciowego
h – woda w układzie ekonomizera podgrzewu paliwa gazowego
i, j – i-ty, j-ty element
ks – komora spalania
m – mieszanina lub mechaniczny
model – wartość wyznaczona w modelu matematycznym
nom – nominalny
PAR – parownik
PG – ekonomizer podgrzewu paliwa gazowego
PP – minimalne przewężenie temperaturowe
PRZ – przegrzewacz pary
r – rzeczywisty
red – zredukowany
ref – referencyjny

s – para wodna
sat – wartość na linii nasycenia wody i pary wodnej
SC – sieć ciepłownicza
spr – sprężarka osiowa
t – teoretyczny
TECH – para technologiczna
turb – turbina gazowa
w – woda

Skróty:

AIC – układ przeciwołodzienny (ang. *anti-icing system*)
BGP – blok gazowo-parowy
BOT – Blok Ograniczeń Termicznych
CMI – Cockerill Maintenance & Ingénierie
CSPR – stosunek ciśnienia w komorze spalania (ang. *combustion shell pressure ratio*)
DLN – niskoemisyjna komora spalania (ang. *dry low NO_x*)
DSPW – Doosan Škoda Power
DWH – wymiennik sieciowy (ang. *district water heater*)
EAC – współczynnik nadmiaru powietrza (ang. *excess air coefficient*)
EKC – podgrzewacz właściwy paliwa gazowego
EKT – podgrzewacz wstępny paliwa gazowego
IAPWS – Międzynarodowe Stowarzyszenie do Spraw Wody i Pary Wodnej (ang. *International Association for the Properties of Water and Steam*)
IGV – kierownica wlotowa (ang. *inlet guide vane*)
LHV – wartość opałowa (ang. *low heating value*)
LMTD – średnia logarytmiczna różnica temperatur (ang. *log mean temperature difference*)
MAE – średni błąd bezwzględny (ang. *mean absolute error*)
MHPS – Mitsubishi Hitachi Power Systems
MRE – średni błąd względny (ang. *mean residual error*)
NP – niskopięny
NTU – liczba jednostek wymiany ciepła (ang. *number of transfer units*)
SP – średniopięny
TCA – chłodnica powietrza chłodzącego (ang. *turbine cooling air cooler*)
TG – turbospół gazowy
TP – turbospół parowy
WP – wysokopięny
WPK – wymiennik pseudokondensacji

1 Wprowadzenie

Elektrociepłownia Żerań jest jednym z pięciu źródeł wytwórczych należących do PGNiG TERMIKA SA zlokalizowanych w obrębie aglomeracji warszawskiej. Zakład usytuowany jest w północnej części miasta w dzielnicy Białołęka. Elektrociepłownia Żerań stanowi drugie co do wielkości źródło ciepła i energii elektrycznej w stolicy, ustępując miejsca jedynie Elektrociepłowni Siekierki. Oprócz wymienionych powyżej jednostek podstawowych Spółka dysponuje również dwoma źródłami szczytowymi w postaci Ciepłowni Wola i Ciepłowni Kawęczyn [149]. Warszawskie zakłady zasilają system ciepłowniczy o łącznej długości ponad 1800 km. Za pośrednictwem sieci ciepło dostarczane jest do blisko 19 000 obiektów na terenie miasta, pokrywając tym samym około 80% potrzeb jego mieszkańców. Warszawska sieć ciepłownicza jest największym tego typu systemem w Unii Europejskiej [150]. Najstarszym działającym zakładem Spółki jest Elektrociepłownia Pruszków zasilająca własny, odrębny system ciepłowniczy. Średnioroczna produkcja w jednostkach PGNiG TERMIKA SA sięga około 3.8 TWh energii elektrycznej i 10 TWh ciepła plasując tym samym stołeczne przedsiębiorstwo na miejscu wicelidera w krajowym segmencie wytwarzania kogeneracyjnego [149].

Początki eksploatacji zakładu żerańskiego sięgają 21 lipca 1954 roku, kiedy to pierwszy z zainstalowanych turbozespołów parowych został zsynchronizowany z siecią elektroenergetyczną. Na przestrzeni kolejnych lat potencjał wytwórczy jednostki był konsekwentnie powiększany i unowocześniany. Do niedawna zakład dysponował mocą elektryczną 386 MW i cieplną 1580 MW. Obecnie Elektrociepłownia Żerań znajduje się w końcowej fazie gruntownego procesu modernizacyjnego. Z uwagi na sędziwy wiek i rosnące wymagania w zakresie ochrony środowiska najstarsza część majątku produkcyjnego została już (lub zostanie w najbliższym czasie) trwale wyłączona z eksploatacji. Jednocześnie przeprowadzono szereg działań inwestycyjnych w nowe moce wytwórcze: blok gazowo-parowy klasy 500 MW i dwie szczytowe kotłownie gazowe o łącznej mocy cieplnej 650 MW. Spółka szacuje, że oddane źródła gazowe pozwolą w niedalekiej przyszłości zredukować udział węgla kamiennego w strukturze paliwowej z 95% do 55% [146], [147], [149].

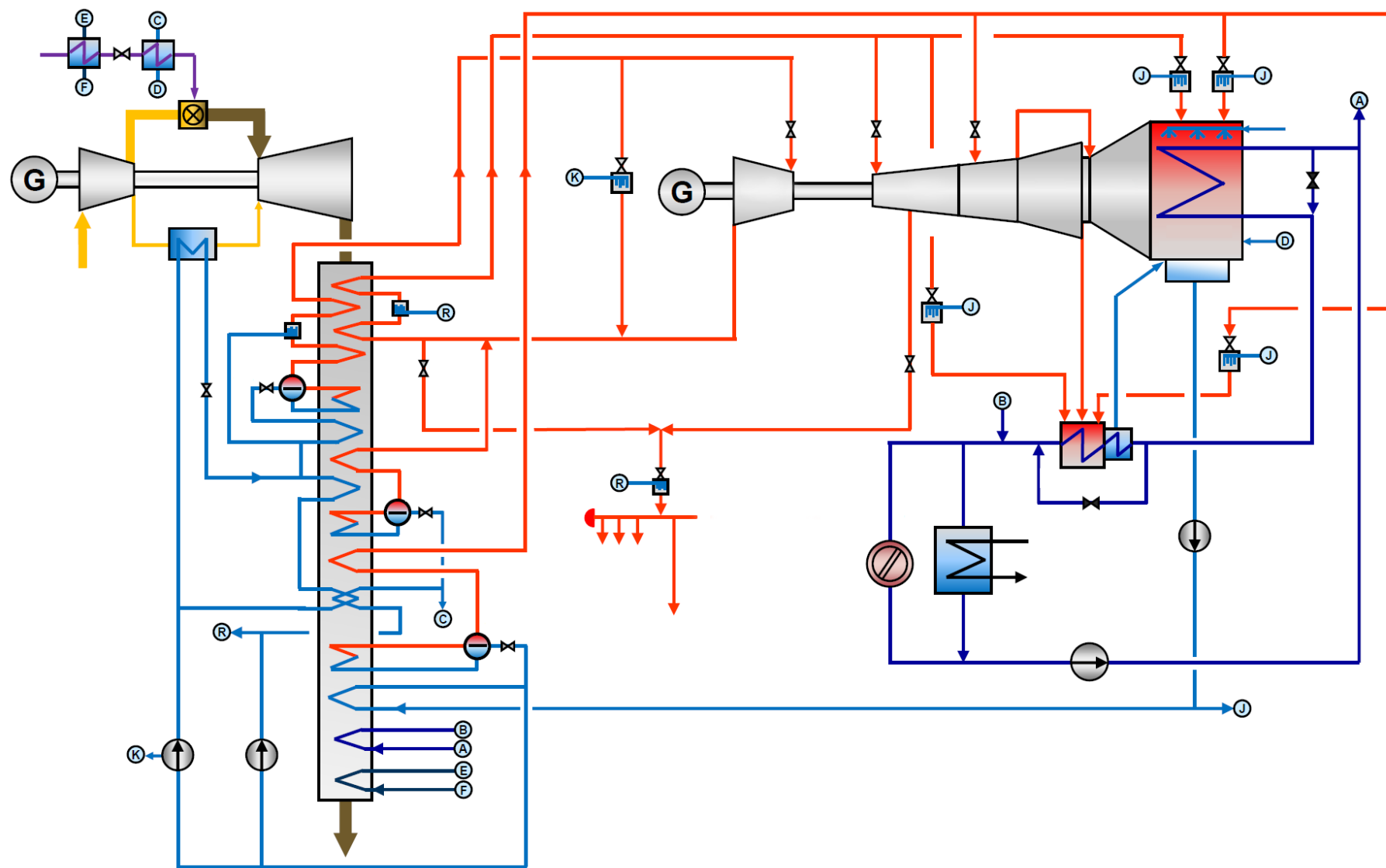
Budowa nowej jednostki gazowo-parowej jest zbieżna z koncepcją rozwoju rodzimego sektora wytwórczego. Jeszcze blisko dekadę temu moc dostępna w blokach gazowo-parowych w Polsce wynosiła około 700 MW zapewniając roczną produkcję energii elektrycznej na poziomie 5-6 TWh (3-4% udziału w krajowej produkcji) [10], [67], [165]. Na przestrzeni ostatnich lat obserwowany jest dynamiczny wzrost mocy zainstalowanej w jednostkach

gazowo-parowych. Wśród największych zrealizowanych do tej pory inwestycji, prócz bloku żerańskiego, należy wskazać na nowo wybudowane jednostki w Elektrociepłowni Gorzów (138 MW), Elektrociepłowni Stalowa Wola (467 MW) i zakładach Grupy ORLEN SA we Włocławku (463 MW) i Płocku (596 MW) – łącznie jest to ponad 2 GW nowych mocy wytwórczych w krajowym systemie elektroenergetycznym. Jednocześnie prowadzone i planowane są kolejne inwestycje m.in. w Rybniku (882 MW), Grudziądzu (560 MW), Dolnej Odrze (1400 MW), Ostrołęce (745 MW), Będzinie (400 MW), Kozienicach (2200 MW) i Warszawie (450 MW) [147]. W najbliższym czasie należy spodziewać się zatem kolejnych 6-7 GW mocy zainstalowanej w źródłach gazowych.

Umowa na realizację bloku gazowo-parowego w Elektrociepłowni Żerań została podpisana 29 czerwca 2017 roku. Generalnym wykonawcą inwestycji zostało konsorcjum firm Mitsubishi Hitachi Power Systems i Polimeks-Mostostal SA. Koszt przedsięwzięcia wraz z umową serwisową wyniósł około 1.6 mld zł. Pierwsza synchronizacja turbozespołów gazowego i parowego została przeprowadzona 11 sierpnia 2021 roku. W ciągu kolejnych miesięcy kontynuowano prace rozruchowe, regulacyjne i optymalizacyjne. Nowa jednostka została finalnie przekazana do eksploatacji 6 grudnia, a pracę komercyjną rozpoczęła 13 grudnia 2021 roku. Osiągalna moc elektryczna bloku gazowo-parowego wynosi 497 MW, osiągalna moc cieplna – 326 MW. Układ technologiczny tworzą: turbozespół gazowy M701F5, trójciśnieniowy kocioł odzysknicowy z układem przegrzewu wtórnego i turbozespół parowy upustowo-ciepłowniczy DST-S10. Uproszczony schemat omawianej jednostki przedstawiono na Rys. 1.1. Spółka utrzymuje, że nowy blok energetyczny powinien gwarantować roczną produkcję na poziomie 3 TWh energii elektrycznej i 1.9 TWh ciepła przy jednoczesnym zużyciu gazu ziemnego na poziomie 550 mln Nm³ [146], [147], [149].

Pracę badawczą przeprowadzono w Politechnice Warszawskiej, w Instytucie Techniki Ciepłej im. Bohdana Stefanowskiego. W ośrodku zrealizowano wcześniej liczne prace badawcze, rozwojowe i wdrożeniowe w dziedzinie szeroko pojętej energetyki. Szczególny obszar prężnej działalności Instytutu stanowią zagadnienia modelowania matematycznego układów energetycznych, przede wszystkim konwencjonalnych bloków parowych kondensacyjnych i ciepłowniczych. Niniejsza praca stanowi kontynuację bogatej tradycji ośrodka w zakresie modelowania matematycznego układów gazowo-parowych.

Studia doktoranckie zrealizowano w ramach II. edycji programu *Doktoratów wdrożeniowych* ogłoszonego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego (obecnie Ministerstwo Edukacji i Nauki) we współpracy z PGNiG TERMIKA SA i Wydziałem Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej.



Rysunek 1.1: Uproszczony schemat techniczny bloku gazowo-parowego w Elektrociepłowni Żerań.

2 Cel i zakres pracy

Nowopowstały blok gazowo-parowy należy do kategorii całkowicie odmiennej technologii w portfolio mocy wytwórczych PGNiG TERMIKA SA, które dotychczas opierały się w głównej mierze na wykorzystaniu jednostek węglowych. Niniejsza praca wychodzi naprzeciw oczekiwaniom co do stworzenia funkcjonalnego narzędzia pozwalającego na badanie właściwości nowego obiektu.

Celem rozprawy doktorskiej jest wypracowanie analityczno-aproksymacyjnego podejścia do opracowania modelu matematycznego złożonej instalacji energetycznej na przykładzie bloku gazowo-parowego dla Elektrociepłowni Żerań.

Uzyskany model matematyczny bloku energetycznego powinien umożliwić symulację pracy jednostki w warunkach zmienionych, diagnostykę cieplną poszczególnych układów termodynamiczno-przepływowych i prowadzenie wielokryterialnej oceny osiąarów obiegu.

Blok gazowo-parowy w Elektrociepłowni Żerań to Jednostka Wytwórcza Centralnie Dysponowana o osiąagalnej mocy elektrycznej 497 MW. Minimalne obciążenie bloku, wynikające z przepisów środowiskowych, ustalone zostało na etapie prac rozruchowych jako odpowiadające 175 MW mocy elektrycznej (50% obciążenia nominalnego) turbozespołu gazowego. Osiągalna moc cieplna jednostki wynosi 326 MW. Blok żerański może pracować w układzie ciepłowniczym, pseudokondensacyjnym lub mieszanym – w zależności od zapotrzebowania warszawskiego systemu ciepłowniczego. Jednostka jest w stanie zapewnić parę technologiczną na potrzeby odbiorców zewnętrznych (maksymalnie do 60 t/h), pobieranej z upustu turbozespołu parowego lub z układu przegrzewu wtórnego pary w kotle odzysknicowym. Nowy blok gazowo-parowy wyróżnia się zaawansowaniem układów technologicznych, ale także możliwością pracy w różnych konfiguracjach w zależności od zapotrzebowania na produkcję energii elektrycznej, ciepła i pary technologicznej oraz układu pracy w części kolektorowej zakładu. Stanowi to niewątpliwie o konieczności predykcji osiąarów bloku w funkcji zmieniających się warunków otoczenia i powiązań technologicznych. Jest to równocześnie wyzwanie w obszarze modelowania matematycznego analizowanego obiektu.

Przedstawiony w pracy model matematyczny bloku gazowo-parowego w Elektrociepłowni Żerań obejmuje w szczególności modele cząstkowe: turbozespołu gazowego M701F5, trójprężnego kotła odzysknicowego z układem przegrzewu wtórnego, turbozespołu parowego

DST-S10, wymienników sieciowych i układu pseudokondensacji. Model matematyczny opracowano jako łączący zalety podejścia analitycznego (wykorzystującego równania bilansowe masy i energii) i empirycznego (bazującego na analizie statystycznej danych pomiarowych z rzeczywistego obiektu). Obliczenia symulacyjne prowadzone w oparciu o modele analityczno-empiryczne wykazują wysoką jakość predykcji przy relatywnie niewielkich kosztach obliczeniowych. Pozwalają jednocześnie na bieżącą ocenę stanu technicznego eksploatowanych układów.

W pracy badawczej wykorzystano dane pomiarowe zarejestrowane podczas pierwszego roku eksploatacji, zarchiwizowane w rozproszonym systemie sterowania jednostki. Wyselekcjonowany zbiór danych historycznych obejmuje 309 bieżących pomiarów zapisanych dla 45 515 punktów w czasie, gdy blok energetyczny pracował w stanie zbliżonym do stanu ustalonego. Współczynniki w równaniach empirycznych estymowano rozwiązując funkcje celu zdefiniowane dla konkretnych, wyszczególnionych parametrów obiegu. Do obliczeń optymalizacyjnych zastosowano iteracyjny algorytm Broydena-Fletcher-Goldfarba-Shanno zaimplementowany w ogólnodostępnej bibliotece zewnętrznej języka *Python* [36]. Podczas konstrukcji modelu matematycznego wykorzystano ponadto dostępną dokumentację techniczno-ruchową, zestaw bilansów gwarantowanych i instrukcje eksploatacyjne dostarczone przez generalnego wykonawcę inwestycji oraz wiedzę i doświadczenie Autora zdobyte podczas pracy zawodowej na stanowiskach eksploatacyjnych i dozоровych w obszarze bloku gazowo-parowego w Elektrociepłowni Żerań. W dalszej części przedłożono strukturę niniejszej pracy, która koresponduje z organizacją przeprowadzonego procesu modelowania matematycznego analizowanej jednostki.

W rozdziale 3. przedstawiono informacje ogólne z zakresu sporządzania modeli matematycznych instalacji energetycznych. Dokonano przeglądu literatury w obszarze stosowanych technik modelowania matematycznego układów gazowo-parowych, przede wszystkim turbozespołów gazowych, kotłów odzysknicowych i turbozespołów parowych. Przeprowadzone studia literaturowe pozwoliły na ukierunkowanie dalszych badań naukowych w podjętym temacie, określenie poziomu szczegółowości i wskazanie zestawu zmiennych niezależnych i zależnych w tworzonym modelu.

W ramach rozdziału 4. zidentyfikowano czynniki robocze rozpatrywanego obiegu: powietrze atmosferyczne, gaz ziemny wysokometanowy, gazy spalinowe, wodę i parę wodną. Określono kluczowe właściwości pozwalające na przeprowadzenie analizy ilościowej układów ciepłno-przepływowych: objętość właściwą i gęstość, ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu i przy stałej objętości oraz ich stosunek, entalpię i entropię właściwą, lepkość dynamiczną

i przewodność cieplną. Kolejne etapy tworzenia modelu matematycznego obejmującego wskazane własności czynników roboczych zawarto w Załączniku nr 1. Wytypowane równania stanu gazu (Redlicha-Kwonga, Soave-Redlicha-Kwonga, Penga-Robinsona i Lee-Kesslera) umożliwiły rozwinięcie modelu gazu doskonałego i półdoskonałego do modelu gazu rzeczywistego.

W rozdziale 5. zawarto opis modelu matematycznego turbozespołu gazowego M701F5 obejmującego następujące modele cząstkowe:

- zespołu filtrów wlotowych i układu antyoblodzeniowego AIC,
- kierownicy wlotowej IGV,
- siedemnastostopniowej sprężarki osiowej i układu powietrza upustowego na potrzeby chłodzenia stopni turbinowych w części ekspansyjnej,
- chłodnicy powietrza chłodzącego TCA,
- układu przygotowania i podgrzewu paliwa gazowego,
- zespołu dwudziestu pierścieniowo-rurowych komór spalania typu DLN,
- czterostopniowej turbiny gazowej.

Model matematyczny turbozespołu gazowego zawiera równania bilansowe masy i energii zdefiniowane dla poszczególnych części tworzących układ przepływowy maszyny, zależności empiryczne ustanowione na podstawie dostępnych danych eksploatacyjnych oraz równania wymiany ciepła w warunkach zmienionych. W modelu uwzględniono również algorytmy zaimplementowane w sterowniku nadrzędnym jednostki. Sporządzono indywidualne charakterystyki przepływowe i sprawnościowe sprężarki osiowej i turbiny gazowej. Opracowano własny model linii ekspansji gazów spalinowych i zaproponowano nową metodę wyznaczania mocy teoretycznej i sprawności wewnętrznej dla stopni turbinowych z otwartymi układami chłodzenia. Szczególnym aspektem modelu jest odwzorowanie bloku ograniczeń termicznych dla pierwszych i ostatnich rzędów łopatek turbinowych ekspandera.

Rozdział 6. poświęcono modelowaniu matematycznemu kotła odzysknicowego. Kolejne modele cząstkowe obejmują w szczególności elementy tworzące obiegi wysokoprężny, średnioprężny i niskoprężny kotła:

- podgrzewacze wody,
- parowniki,
- walczaki,
- przegrzewacze pary,
- stacje schładzaczy międzystopniowych.

W modelu analizowanego kotła odzysknicowego uwzględniono także dwa wymienniki ciepła umiejscowione od strony wylotu gazów spalinowych (ekonomizer wody sieciowej, ekonomizer podgrzewu paliwa gazowego). W modelach cząstkowych wyszczególnionych powierzchni ogrzewalnych wykorzystano analityczno-empiryczny model wymiany ciepła w warunkach zmienionych bazujący na średniej logarytmicznej różnicy temperatur.

W rozdziale 7. przedstawiono model matematyczny turbozespołu parowego upustowo-ciepłowniczego DST-S10 oraz układów powiązanych:

- stacji redukcyjno-schładzającej pary technologicznej,
- wymiennika podturbinowego,
- wymiennika ciepłowniczego,
- zbiornika kondensatu,
- wymiennika pseudokondensacji.

Model matematyczny turbozespołu parowego zawiera modele cząstkowe sześciu zidentyfikowanych grup stopni turbinowych, opisanych wybranymi postaciami równania przelotności Stodoli-Flügela i zależnościami empirycznymi dla przebiegu sprawności wewnętrznej. Modele wymienników sieciowych i pseudokondensacji sporządzono w oparciu o analityczno-empiryczny model wymiany ciepła bazujący na wyznaczeniu efektywności wymiennika względem bezwymiarowej liczby jednostek wymiany ciepła.

W ramach rozdziału 8. przeprowadzono wielokryterialną weryfikację opracowanych modeli matematycznych poszczególnych elementów analizowanego bloku gazowo-parowego. Przedstawiono wybrane charakterystyki pracy układu uzyskane na podstawie zaimplementowanego modelu obliczeniowego.

Rozdział 9 stanowi podsumowanie pracy. Przedłożono w nim najważniejsze rezultaty, które zrealizowano w toku konstrukcji modelu matematycznego. We wnioskach uwzględniono obszary działalności Spółki, w których należy upatrywać potencjalnych korzyści płynących z wdrożenia proponowanego narzędzia.

3 Modelowanie matematyczne układów gazowo-parowych

3.1 Konstrukcja modelu matematycznego

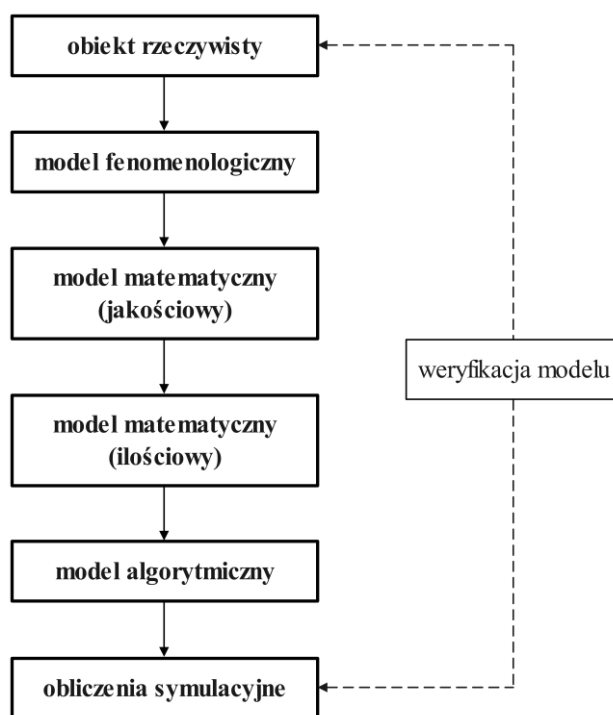
Próby opisu otaczającej rzeczywistości towarzyszą człowiekowi od zawsze. Współcześnie jedną z najszerzej stosowanych metod poznawczych, powalających na eksplikację przebiegu zjawisk i procesów, jest modelowanie. Fenomen ten dotyka właściwie każdej dziedziny nowożytnej wiedzy. Modelowanie stanowi inherentną część badań prowadzonych w zakresie fizyki, chemii, biologii, ekonomii, socjologii, psychologii i wielu innych. Szczególną rolę odgrywa w obszarze nauk inżynierskich, nierzadko będąc jedyną drogą umożliwiającą badanie zjawisk i procesów o istotnym poziomie złożoności [108], [177], [183].

Wskazana interdyscyplinarność w pewnym stopniu utrudnia sformułowanie w pełni powszechnej i jednoznacznej definicji modelowania. W ujęciu ogólnym należałoby stwierdzić, iż stanowi ono próbę odzwierciedlenia i wyjaśnienia relacji zachodzących w analizowanym, wyodrębnionym z otoczenia obiekcie. Modelowanie polega na aproksymatywnym odtworzeniu fundamentalnych cech i właściwości pierwowzoru. Model fizyczny może być tutaj rozumiany jako twór materialny lub abstrakcyjny, przedstawiający w uproszczeniu najważniejsze, będące przedmiotem zainteresowania własności rozważanego układu rzeczywistego (w tym teoretycznego) lub układu równoważnego. Symplifikacja pozwala na poddanie analizowanego obiektu procesowi badawczemu. Znamienną cechą modelu fizycznego w dziedzinie nauk inżynierskich jest bezwarunkowe spełnienie praw fizyki, zwłaszcza w miejscach połączeń elementów modelu. Szczególnym rodzajem modelu fizycznego jest model matematyczny uosabiający klasę modeli abstrakcyjnych. Model matematyczny obejmuje zbiór reguł i zależności określających relacje pomiędzy wielkościami charakterystycznymi dla badanego obiektu, które to pozwalają na opis ilościowy zidentyfikowanych związków przyczynowo-skutkowych. W tym sensie modelowanie matematyczne polega na sformalizowaniu opisu analizowanego układu rzeczywistego, którego cechy i właściwości ograniczone są poprzez model fizyczny [11], [108], [177].

Klasyfikacja modeli matematycznych może być prowadzona w sposób wielopłaszczyznowy. Jednym z podstawowych kryteriów kategoryzacji jest zasób wiedzy *a priori*. Modele analityczne sporządzane są w oparciu o wiedzę teoretyczną dotyczącą rozważanego zagadnienia. Główną zaletą podejścia analitycznego jest umożliwienie gruntownego poznania mechanizmów rządzących danym procesem. Nierzadko, z uwagi na złożoność badanych zjawisk, stworzenie rzetelnego modelu w pełni analitycznego jest

zadaniem o znacznym stopniu trudności. Modele empiryczne (doświadczalne) bazują z kolei na aproksymacji dostępnych danych historycznych i ich analizie statystycznej. Wykorzystywane zależności korelacyjne często nie mają jednoznacznej interpretacji fizycznej. Opracowanie modelu empirycznego jest zadaniem relatywnie mniej skomplikowanym, jednakże zakres stosowalności uzyskanego modelu jest ograniczony do zakresu parametrów wykorzystanych w procesie jego budowy. Rozwój i upowszechnienie podejścia empirycznego wynika przede wszystkim z dynamicznego rozwoju technik komputerowych i wzrostu dostępnych mocy obliczeniowych. Szczególnym przypadkiem modelu empirycznego jest model *czarnej skrzynki* (ang. *black-box*), w którym znane są jedynie zbiory parametrów wejściowych i wyjściowych, bez jakichkolwiek informacji dotyczących mechanizmu rozważanego zjawiska. Wśród narzędzi pozwalających na tworzenie modeli w pełni empirycznych należy wskazać na sztuczne sieci neuronowe, algorytmy genetyczne i ewolucyjne. W zagadnieniach praktycznych stosowane są powszechnie modele analityczno-empiryczne łączące zalety obu wyszczególnionych podejść [11], [119], [165], [170], [183].

W procesie budowy modelu matematycznego, niezależnie od jego docelowego przeznaczenia czy stopnia złożoności, wyróżnić można pewne uniwersalne etapy [11]. Schemat ogólny konstrukcji modelu matematycznego przedstawiono na Rys. 3.1.

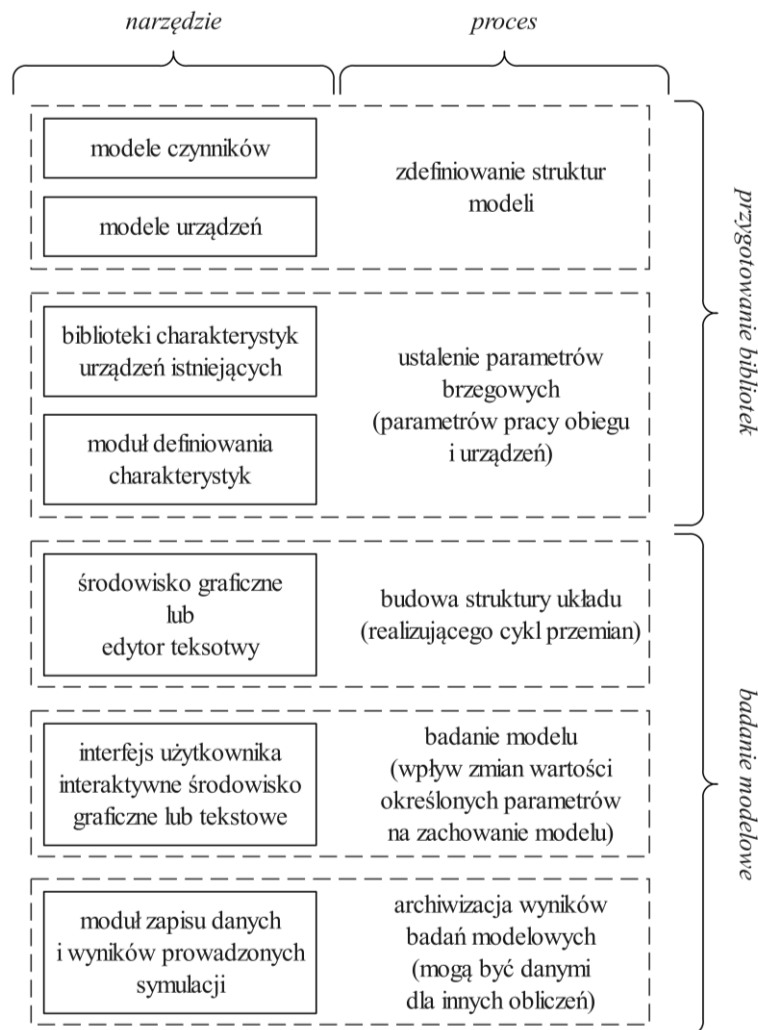


Rysunek 3.1: Schemat ogólny budowy modelu matematycznego [11].

Kolejnymi etapami prowadzącymi od obserwacji obiektu rzeczywistego do realizacji procesu obliczeniowego są [11], [108], [177], [183]:

1. Sporządzenie **modelu fenomenologicznego**. Budowa modelu matematycznego powinna rozpocząć się od jednoznacznego wskazania problemu stanowiącego istotę rozpatrywanego zagadnienia. Obiekt będący przedmiotem rozważań należy wyodrębnić z otoczenia poprzez wyraźne wskazanie granic. W fazie początkowej wyznaczane są cele, które powinny zostać osiągnięte na etapie końcowym realizacji modelu. Model fenomenologiczny determinuje zakres rozważanego zagadnienia oraz wskazuje cechy i właściwości obiektu zasadne z punktu widzenia modelowania.
2. Przygotowanie **jakościowego modelu matematycznego**. Na tym etapie określana jest kategoria i struktura modelu. Kluczową czynnością jest ustalenie poziomu szczegółowości, który powinien wynikać z kompromisu pomiędzy dokładnością i stopniem skomplikowania modelu. Zgodnie z zasadą brzytwy Ockhama przy wyjaśnianiu zjawisk powinno dążyć się do prostoty. Nadmierne uproszczenie rozważanego zagadnienia może jednakże skutkować wyeliminowaniem istotnych czynników, prowadząc tym samym do uzyskania modelu nieadekwatnego względem obiektu rzeczywistego. W modelu jakościowym ustalany jest zestaw parametrów wejściowych i wyjściowych (odpowiednio zmiennych niezależnych i zależnych).
3. Otrzymanie **ilościowego modelu matematycznego**. W tym kroku formułowane jest kryterium równoważności badanego obiektu i tworzonego modelu. Estymacja parametrów modelu ilościowego prowadzona jest najczęściej z wykorzystaniem danych numerycznych.
4. Budowa **modelu algorytmicznego**. Zapis procedur koniecznych do przeprowadzenia obliczeń jest działaniem niezbędnym z uwagi na dalsze kroki związane z badaniem uzyskanego modelu matematycznego. Rozwiązywanie równań modelowych może odbywać się na drodze analitycznej lub z wykorzystaniem wybranych metod numerycznych. Obecnie modele algorytmiczne są najczęściej implementowane w postaci programów komputerowych.
5. Przeprowadzenie **obliczeń symulacyjnych**. Wyniki uzyskane na podstawie modelu matematycznego poddawane są weryfikacji w oparciu o wiedzę teoretyczną i dostępne dane numeryczne. Proces modelowania można uznać za zakończony, jeżeli ocena jakości generowanych wyników jest na zadowalającym, przyjętym uprzednio poziomie.

Struktura modeli matematycznych w obszarze układów termodynamiczno-przepływowych i instalacji energetycznych, w tym układów gazowo-parowych, wykazuje dodatkowo pewne cechy szczególne, uniwersalne dla tej grupy modeli. W ujęciu ogólnym wyróżnia się pięć fundamentalnych etapów, którym można przypisać określone narzędzia i procesy [25]. Algorytm modelowania matematycznego złożonych układów energetycznych przedstawiono na Rys. 3.2.



Rysunek 3.2: Algorytm modelowania matematycznego złożonych układów energetycznych [25].

W pierwszym etapie modelowania przygotowywane są biblioteki zidentyfikowanych czynników roboczych oraz urządzeń i elementów tworzących rozpatrywany układ termodynamiczny. W przypadku czynników roboczych (w szczególności dla wody i pary wodnej) szeroko stosowane są pakiety zewnętrzne opisujące zmienność wybranych własności w przyjętym, ustalonym zakresie. Modele urządzeń, sporządzane najczęściej w oparciu o równania bilansowe masy i energii, uzupełniane są zależnościami pomocniczymi

(np. równaniem Pécleta dla wymienników ciepła, równaniem przelotności Stodoli-Flügela dla grup stopni turbinowych). Parametry charakteryzujące osiągi urządzeń istniejących powinny być ustalane z wykorzystaniem dostępnej dokumentacji technicznej lub w oparciu o zbiór danych pomiarowych. Definiowanie zabezpieczeń i uwarunkowań właściwych dla konkretnej instalacji, ograniczających przedział rozwiązań uzyskiwanych w modelu, odbywa się najczęściej poprzez implementację warunków logicznych. Opracowanie modeli urządzeń wymaga określonego zasobu wiedzy teoretycznej i praktycznej w zakresie rozpatrywanych rozwiązań technologicznych. Drugi etap modelowania nazywany jest badaniem modelowym. Struktura analizowanego układu termodynamiczno-przepływowego prezentowana jest w postaci graficznej z wykorzystaniem schematów zastępczych, co pozwala na klarowne przedstawienie relacji zachodzących pomiędzy poszczególnymi elementami układu. Powszechnie stosowane modele statyczne i quasi-statyczne przyjmują postać modeli funkcjonalnych, w których parametry czynnika roboczego opisywane są w danych punktach charakterystycznych. Dobór metodologii rozwiązywania poszczególnych modułów modelu ma kluczowe znaczenie dla szybkości prowadzenia obliczeń i wymaga niekiedy zaawansowanego przygotowania w dziedzinie optymalizacji procesów obliczeniowych. Właściwe badanie uzyskanego modelu matematycznego polega na przeprowadzeniu obliczeń symulacyjnych, przede wszystkim na analizie wpływu określonych parametrów wejściowych na zachowanie modelu. Uzyskane wyniki mogą być archiwizowane i wykorzystywane w innych zagadnieniach obliczeniowych. Przedstawiony algorytm modelowania matematycznego jest szczególnie widoczny w przypadku użytkowania dostępnych obecnie programów komercyjnych, które umożliwiają tworzenie modeli obliczeniowych zaawansowanych struktur termodynamicznych (np. *GateCycle*, *Aspen HYSYS*, *Epsilon Professional*, *Thermoflex*) [25], [127], [165].

Modele matematyczne maszyn i urządzeń tworzących układy gazowo-parowe mogą być realizowane jako modele analityczne (w oparciu o wiedzę teoretyczną i prawa fizyki) lub modele empiryczne (z wykorzystaniem zbioru pomiarów eksploatacyjnych). Rozwiązania prezentowane w źródłach literaturowych mają przeważnie charakter modeli analityczno-empirycznych wykorzystujących zarówno zależności analityczne (najczęściej w postaci zasad zachowania masy i energii), jak i empiryczne (uzyskanych na podstawie analizy statystycznej zbioru danych historycznych). Obliczenia symulacyjne wyróżniają się zazwyczaj wysoką jakością predykcji i krótkim czasem rozwiązywania. Dodatkową zaletą, która wynika bezpośrednio z estymacji współczynników empirycznych w oparciu o dane eksploatacyjne, jest możliwość monitorowania bieżącego stanu technicznego poszczególnych maszyn

i urządzeń [119]. Szczególnym przypadkiem modeli empirycznych, jak zaznaczono wcześniej, są modele tworzone z wykorzystaniem sztucznych sieci neuronowych, algorytmów genetycznych i ewolucyjnych. Identyfikacja wskazanych modeli wymaga jednakże dostępu do obszernego zbioru danych historycznych. Konstrukcja modeli wykorzystujących metody uczenia maszynowego jest stosunkowo prosta i nie wymaga szerokiej wiedzy dotyczącej natury rozpatrywanych zjawisk i procesów.

W zakresie modelowania matematycznego układów charakteryzujących się znacznym stopniem złożoności powszechnie jest wykorzystanie oprogramowania inżynierskiego. Programy komercyjne umożliwiają odtworzenie zaawansowanych struktur termodynamicznych przy użyciu gotowych komponentów reprezentujących konkretne urządzenia. Budowa modelu jest zatem intuicyjna. Model rozpatrywanej instalacji tworzony jest w trybie projektowym (ang. *design mode, design point*), w którym ustalane są parametry nominalne maszyn i urządzeń oraz sposób rozwiązywania poszczególnych modułów. Obliczenia przeprowadzone w trybie projektowym pozwalają na zwymiarowanie (ang. *sizing*) wszystkich elementów układu (np. wyznaczenie powierzchni wymienników ciepła tworzących układ kotła odzysknicowego). Badanie modelu realizowane jest w trybie obliczeń symulacyjnych (ang. *off-design*) i dotyczy przede wszystkim analizy osiągow układu w warunkach odbiegających od warunków nominalnych. Zaletą programów komercyjnych jest możliwość wykorzystania zaimplementowanych charakterystyk uogólnionych. Przykładowo w programach *GateCycle* i *Ebsilon* dostępne są obszerne biblioteki charakterystyk turbozespołów gazowych. Wykorzystanie oprogramowania inżynierskiego nie obliguje użytkownika do posiadania specjalistycznej wiedzy dotyczącej modelowanych zagadnień [165].

Modele matematyczne wykorzystywane w obszarze układów termodynamicznych, ciepłoprzepływowych i instalacji energetycznych zaliczyć należy do klasy modeli użytkowych, które ograniczają się i eksponują jedynie tę część wiedzy dotyczącej rozważanych zjawisk i procesów, która jest istotna z uwagi na ich przeznaczenie. Modelowanie matematyczne jest narzędziem szczególnie praktycznym w przypadku zagadnień [11], [119], [165]:

- bilansowania przepływów substancji i energii w układzie termodynamicznym,
- określania wielkości i parametrów, które nie podlegają bezpośredniemu pomiarowi lub ich pomiar jest technicznie niemożliwy,
- symulacji zmiennych stanów pracy urządzeń i instalacji, w szczególności dla warunków pracy znacznie odbiegających od warunków nominalnych,

- poszukiwania rozwiązań optymalnych (w tym doboru konfiguracji układów pracy i osiągow instalacji),
- analizy stanów przejściowych i identyfikacji charakterystyk dynamicznych,
- wyznaczania osiągow i własności dla układów nowo projektowanych,
- diagnostyki i kontroli eksploatacji układów istniejących,
- sterowania procesami technologicznymi.

3.2 Przegląd literatury

Układy gazowo-parowe

Na przestrzeni ostatnich lat zrealizowano szereg prac z zakresu modelowania matematycznego rodzimych bloków gazowo-parowych. W [119] przedstawiono model układu gazowo-parowego w Elektrociepłowni Zielona Góra opracowany dla potrzeb systemów diagnostyki cieplnej i kontroli eksploatacji. Model charakteryzuje się budową modułową i obejmuje modele cząstkowe: turbosespołu gazowego General Electric PG9171E, dwuciśnieniowego kotła odzysknicowego Rafako OU-192 i turbosespołu parowego upustowo-kondensacyjnego Alstom 7CK65. Wyszczególnione modele matematyczne sporządzono z wykorzystaniem równań bilansowych masy i energii oraz równań empirycznych, których współczynniki estymowano w oparciu o pomiary eksploatacyjne. Opracowany model umożliwił przeprowadzenie wielokryterialnych obliczeń analizowanego układu, w szczególności symulacji osiągow bloku energetycznego w zmienionych warunkach pracy. Model algorytmiczny zaimplementowano w programie *Engineering Equation Solver*.

Porównanie metod modelowania układów gazowo-parowych w programach *GateCycle* i *Aspen HYSYS* przedstawiono w [165]. Analizę przeprowadzono na przykładzie bloku gazowo-parowego w Elektrociepłowni Stalowa Wola składającego się z turbosespołu gazowego General Electric 9F5, trójciśnieniowego kotła odzysknicowego produkcji Foster Wheeler i turbosespołu parowego upustowo-kondensacyjnego produkcji Doosan Škoda Power. W pracy dokonano szczegółowego przeglądu dostępnych komponentów (reprezentujących konkretne maszyny i urządzenia), sposobów ich rozwiązywania (w tym zaimplementowanych algorytmów obliczeniowych) oraz przedstawiono kolejne etapy budowy modelu matematycznego. W trybie projektowym odwzorowano pracę rozpatrywanego układu w reżimie ciepłowniczym dla warunków zimowych. Obliczenia symulacyjne i porównanie osiągniętych wyników przeprowadzono dla układu pracującego w reżimie kondensacyjnym dla warunków letnich.

Podobne zagadnienie, z wykorzystaniem programu *GateCycle*, zostało zrealizowane w [77]. Obiektem modelowania był tutaj blok gazowo-parowy w Elektrociepłowni Lublin-Wrotków składający się z turbozespołu gazowego Ansaldo Genua V94.2, dwuciśnieniowego kotła odzysknicowego produkcji Standardkessel Duisburg i turbozespołu parowego upustowo-kondensacyjnego Ansaldo Genua CT-H110/LL6-D. Przeprowadzone obliczenia symulacyjne obejmowały analizę osiągow rozważanego układu w warunkach zmienionych, w szczególności porównanie parametrów pracy sieci ciepłowniczej w sezonie letnim i zimowym.

W literaturze tematu należy również wskazać liczne prace badawcze z zakresu modelowania matematycznego układów gazowo-parowych zrealizowane dla potrzeb rozwiązywania zagadnień optymalizacyjnych, doboru parametrów instalacji i struktury układów ciepło-przepływowych oraz analiz efektywności termodynamicznej i ekonomicznej. W ramach [113] opracowano model matematyczny obiegu gazowo-parowego w konfiguracji z jedno-, dwu- i trójciśnieniowym kotłem odzysknicowym. Obliczenia symulacyjne przeprowadzone w programie *Flownex* dla ostatniego ze wskazanych rozwiązań dotyczyły ustalenia osiągow układu przy obciążeniach częściowych. W [144] przedstawiono model matematyczny bloku gazowo-parowego o mocy nominalnej 355 MW. Model obliczeniowy umożliwił wyznaczenie wybranych charakterystyk pracy układu i optymalizację parametrów pary wytwarzanej w obiegu trójciśnieniowego kotła odzysknicowego w zakresie od 50% do 100% obciążenia nominalnego jednostki. Koncepcję modelowania obiegu jedno- i dwuciśnieniowego z możliwością przegrzewu wtórnego pary i dodatkowego dopalania zaprezentowano w [33]. W obliczeniach przeprowadzonych dla wybranych konfiguracji układu uwzględniono wpływ otwarcia kierownicy wlotowej turbozespołu gazowego na parametry pracy kotła odzysknicowego i sprawność termodynamiczną obiegu. Model układu gazowo-parowego z trójciśnieniowym kotłem odzysknicowym, pozwalający na symulację pracy jednostki w warunkach zmienionych i optymalizację wybranych osiągow instalacji, opracowano w [102] z wykorzystaniem oprogramowania *GateCycle*. Analizę porównawczą procesu modelowania jednostek gazowo-parowych w różnych programach inżynierskich (na przykładzie *Aspen HYSYS* i *GateCycle*) zaprezentowano w [101]. Obliczenia przeprowadzone dla rozważanego układu trójciśnieniowego z przegrzewem wtórnym polegały na wyznaczeniu osiągow instalacji przy obciążeniach częściowych w zakresie od 40% do 100% mocy zainstalowanej.

Optymalizację prostego obiegu gazowo-parowego przeprowadzono w [128]. W modelu matematycznym przeanalizowano zmienność sprawności układu jednoprzężnego względem temperatury gazów spalinowych za turbozespołem gazowym, minimalnego przewężenia temperaturowego w kotle odzysknicowym i stopnia suchości pary wodnej za turbozespołem

parowym. Analizę różnych rozwiązań technologicznych pozwalających na maksymalizację osiągniętej sprawności termodynamicznej zaprezentowano w [43]. W uzyskanym modelu zestawiono różne konfiguracje układów gazowo-parowych i wyznaczono optymalne parametry pracy rozważanych obiegów. W [21] zaproponowano model układu gazowo-parowego pozwalający na analizę wpływu określonych parametrów (sprężu, temperatury gazów spalinowych przed turbiną gazową) i dodatkowego dopalania w kotle odzysknicowym na wybrane osiągi obiegu teoretycznego. Podobny temat podjęto w ramach [169] i [170]. Opracowany model matematyczny jednostki gazowo-parowej wykorzystano do wyznaczenia optymalnych parametrów zarówno w obiegu gazowym (spręż, temperatura gazów spalinowych przed turbiną gazową), jak i wodno-parowym (poziomy ciśnienia w dwuprzężnym kotle odzysknicowym).

W ramach [55] rozpatrzono wybrane koncepcje rozbudowy gazowego bloku energetycznego klasy 300 MW o parametrach nadkrytycznych. Analizie poddano cztery scenariusze rozbudowy i modernizacji istniejącej jednostki z wykorzystaniem trzech dostępnych komercyjnie turbozespołów gazowych. Model obliczeniowy zaimplementowano w programie *GateCycle*. W [171] opracowano modele konwencjonalnego bloku gazowo-parowego i jednostki zintegrowanej z układem zgazowania węgla. W oparciu o uzyskane modele obliczeniowe przeprowadzono analizę porównawczą wskazanych rozwiązań technologicznych w aspekcie termodynamicznym, ekonomicznym i ekologicznym. W [188] przedstawiono założenia dotyczące budowy modelu matematycznego układu gazowo-parowego dla potrzeb oceny efektywności termodynamicznej i ekonomicznej. Rozważania dotyczyły obiegu z turbozespołem parowym upustowo-kondensacyjnym w konfiguracji z dwu- i trójciśnieniowym kotłem odzysknicowym. Model matematyczny umożliwił wyznaczenie wybranych wskaźników oceny efektywności termodynamicznej i przeprowadzenie analizy techniczno-ekonomicznej dla obu wskazanych rozwiązań. Podobną ocenę efektywności ekonomicznej przedstawiono dla trójciśnieniowego układu gazowo-parowego w [63]. Stworzony model obliczeniowy pozwolił na porównanie pracy bloku energetycznego z układem przegrzewu wtórnego pary do parametrów pod- i nadkrytycznych oraz wyznaczenie optymalnych poziomów ciśnienia w rozważanych konfiguracjach.

Turbozespoły gazowe

Modele matematyczne turbozespołów gazowych tworzone są najczęściej jako sprzężone modele cząstkowe poszczególnych części układu przepływowego maszyny: sprężarki osiowej, komory spalania i właściwej turbiny gazowej. Modele literaturowe charakteryzują się

zauważalnym zróżnicowaniem w zakresie szczegółowości opisu rozpatrywanych zjawisk i procesów. Modele analityczne, sporządzane jako modele bilansowe, opierają się na podstawowych zasadach zachowania masy i energii [8], [12], [21], [30], [34], [43], [44], [71], [90], [118], [128], [144], [170], [171], [181], [188], [190]. W modelach analityczno-empirycznych uwzględniane są dodatkowo równania, których współczynniki estymowane są w oparciu o zbiór danych historycznych [13], [69], [119], [125]. Obliczenia symulacyjne turbozespołów gazowych w zmienionych warunkach pracy wymagają ponadto określenia charakterystyk indywidualnych dla grup stopni sprężarkowych i turbinowych [12], [33], [101], [102], [103], [110], [119], [122], [167], [170], [174], [175], [184]. W przypadku modelowania zaawansowanych układów przepływowych niezbędna jest identyfikacja przebiegu linii rozprężania w części ekspansyjnej z uwzględnieniem procesu chłodzenia układu łopatkowego [17], [27], [32], [45], [47], [58], [66], [71], [107], [137], [172]. Powszechnym rozwiązaniem jest również wykorzystanie dostępnych programów komercyjnych, które nie wymagają szczególnej wiedzy w zakresie wskazanych zagadnień [55], [76], [77], [101], [102], [165].

Kotły odzysknicowe

Modele literaturowe kotłów odzysknicowych sporządzane są na drodze analitycznej, analityczno-empirycznej lub z wykorzystaniem oprogramowania inżynierskiego. Modele analityczne wymagają przeprowadzenia wyczerpującej analizy w zakresie geometrii i organizacji powierzchni ogrzewalnych, warunków przepływu i przebiegu procesów wymiany ciepła zarówno od strony gazów spalinowych, jak i obiegu wodno-parowego. W praktycznych modelach obliczeniowych opis analityczny bywa wydatnie upraszczany na drodze przyjmowanych założeń. W konsekwencji modele analityczne spotykane w literaturze ograniczają się do wyznaczania osiągow kotła odzysknicowego w warunkach nominalnych, optymalizacji wybranych powierzchni wymiany ciepła i konfiguracji układu wymienników lub doboru poziomu ciśnień w układach wieloprężnych [1], [2], [15], [16], [20], [41], [42], [50], [63], [81], [130], [138], [185], [188]. Powszechnie wykorzystywaną metodą jest sporządzanie modeli bilansowych o stałych wartościach przewężeń temperaturowych [4], [12], [21], [33], [43], [48], [72], [98], [112], [128], [140], [144], [169]. Wysoką jakość predykcji osiągow kotła odzysknicowego w warunkach zmienionych można uzyskać opracowując modele obliczeniowe łączące zalety podejścia analitycznego i empirycznego z wykorzystaniem równań bilansowych masy i energii, równań kryterialnych opisujących procesy wymiany ciepła i równań empirycznych ustanowionych na podstawie zbioru danych eksploatacyjnych [6], [40], [80], [119], [120], [121], [123], [124], [131], [132], [176], [179], [189]. Podobne zagadnienia

są powszechnie podejmowane z wykorzystaniem dostępnych programów komercyjnych [77], [101], [102], [165].

Turbozespoły parowe

Kluczowym zagadnieniem w obszarze modelowania matematycznego turbozespołów parowych jest wyznaczenie przebiegu linii rozprężania pary wodnej w układzie przepływowym maszyny [105]. Powszechnie stosowanym rozwiązaniem w tym zakresie jest wykorzystanie równań przelotności dla wyodrębnionych grup stopni turbinowych [9], [22], [23], [33], [35], [59], [64], [78], [79], [97], [100], [101], [102], [109], [110], [118], [119], [132], [133], [134], [135], [152], [153], [154], [179]. Fundamentalną zaletą przywołanej metody jest fakt, że do prowadzenia obliczeń nie jest wymagana znajomość szczegółowych informacji dotyczących geometrii układu przepływowego maszyny, w tym poszczególnych stopni turbinowych. Należy jednakże zaznaczyć, że obszar zastosowania równań przelotności w modelach obliczeniowych jest ograniczony z uwagi na pewne uwarunkowania. Dotyczy to przede wszystkim analizy osiągow grup stopni turbinowych, w skład których wchodzi stopnie regulacji grupowej lub przysłony regulacyjne upustów pary. Wskazane organy mogą mieć znaczący wpływ na przebieg linii rozprężania czynnika roboczego. Wyniki uzyskane dla grup stopni turbinowych złożonych z mniej niż trzech stopni (rozwiązanie spotykane przede wszystkim w konstrukcjach typu akcyjnego) mogą być również obarczone istotnymi błędami obliczeniowymi [105], [118]. Charakterystyki sprawnościowe poszczególnych grup stopni turbinowych wyznaczone są przeważnie z wykorzystaniem zależności empirycznych określających zmienność sprawności wewnętrznej względem obciążenia jednostki [9], [119], [132], [133], [134], [135], [152], [153], [154]. Sformułowanie modelu obliczeniowego w oparciu o wskazany zestaw zależności wymaga dostępu do danych eksploatacyjnych, przede wszystkim ciśnienia i temperatury w przekrojach przed i za grupami stopni turbinowych oraz natężenia przepływu pary wodnej. Największe wyzwanie w sferze modelowania matematycznego, z uwagi na szeroki zakres warunków pracy obejmujący nierzadko obszar pary wilgotnej, stanowią ostatnie stopnie turbinowe w części wylotowej układu przepływowego [29]. Parametry w obrębie grup stopni turbinowych w części wysoko- i średnioprężnej charakteryzują się relatywnie niewielką zmiennością w porównaniu do nominalnych warunków pracy (szczególnie w zakresie objętościowego natężenia przepływu czynnika roboczego oraz stosunku ciśnień wylotowego i wlotowego) [105], [118].

4 Czynniki robocze

Identyfikacja czynników roboczych, interpretacja ich modelu fizycznego i konstrukcja modelu matematycznego wybranych własności to czynności, które zawsze powinny poprzedzać budowę modelu matematycznego danej struktury termodynamicznej. W przypadku rozważanego bloku gazowo-parowego czynnikami roboczymi są: powietrze atmosferyczne, gaz ziemny wysokometanowy, gazy spalinowe, woda i para wodna.

Założenia modelu fizycznego gazu doskonałego ograniczają zakres jego stosowalności, w szczególności dla warunków znacznie odbiegających od warunków normalnych oraz w obszarach bliskich punktowi krytycznemu czynnika roboczego. Graniczne wartości, dla których równanie stanu gazu doskonałego może być wystarczającym przybliżeniem, określane są jako 2 MPa i 1200°C [11], [12], [26], [99]. W celu uzyskania większej dokładności w szerokim przedziale ciśnienia i temperatury należy skorzystać z bardziej zaawansowanych i złożonych modeli fizycznych czynnika roboczego [136]. Modele takie opierają się na równaniach stanu gazu rzeczywistego, wśród których należy wskazać na dwie główne grupy. Pierwszą z nich stanowią sześciennie równania stanu gazu rzeczywistego, które wywodzą się bezpośrednio z równania van der Waalsa. Równanie to jako pierwsze równanie stanu uwzględniło poprawki wynikające z wpływu oddziaływań międzycząsteczkowych i objętości samych cząsteczek [126], [145]. Z racji na wskazaną genezę, sześciennie równania stanu gazu charakteryzują się obecnością współczynników opisujących wpływ ciśnienia kohezyjnego i kowolumenu. Druga grupa równań stanu gazu rzeczywistego opiera się na zasadzie stanów odpowiednich. Zasada ta postuluje, że różne gazy rzeczywiste znajdują się w tym samym stanie fizycznym będąc pod działaniem jednakowych parametrów zredukowanych: ciśnienia, temperatury i objętości [126], [145]. Do budowy modelu właściwości czynników roboczych, spośród wielu przeanalizowanych równań stanu gazu rzeczywistego, wybrano równania sześciennie: Redlicha-Kwonga, Soave-Redlicha-Kwonga i Penga-Robinsona oraz równanie oparte na zasadzie stanów odpowiednich: Lee-Keslera.

Analiza ilościowa układów ciepłno-przepływowych wymaga wyznaczenia parametrów termodynamicznych czynnika roboczego w punktach charakterystycznych w sposób jednoznaczny. Wśród najważniejszych wielkości wykorzystywanych w trakcie konstruowania modelu matematycznego należy wskazać na: objętość właściwą i gęstość, ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu i przy stałej objętości oraz ich stosunek, entalpię i entropię właściwą. W przypadku rozważań dotyczących procesów wymiany ciepła i strat ciśnienia w przepływie niezbędne jest ponadto określenie własności transportowych, najczęściej: lepkości

dynamicznej i przewodności cieplnej. Model matematyczny czynnika roboczego powinien cechować się dokładnym odwzorowaniem wybranych parametrów termodynamicznych w szerokim przedziale ciśnienia i temperatury. Co więcej, powinien uwzględniać zmianę własności czynnika roboczego ze względu na zmianę udziałów poszczególnych składników mieszaniny. Wybrane równania i zależności, ale również sposób ich implementacji i rozwiązywania, powinny być obciążone niewielkimi kosztami obliczeniowymi [166], [168].

Kolejne etapy tworzenia modelu matematycznego, obejmującego wyszczególnione powyżej właściwości i równania stanu gazu, przedstawiono w Załączniku nr 1. Apendyks stanowi integralną część niniejszej pracy, jednakże jego lektura – w kontekście podjętego tematu badawczego – ma w ocenie Autora charakter uzupełniający. W dalszej części pracy ograniczono się jedynie do syntetycznego opisu sporządzonych modeli czynników roboczych.

Model powietrza atmosferycznego opracowano jako model mieszaniny powietrza suchego i pary wodnej. Udziały składników powietrza suchego (azotu, tlenu, argonu) założono jako stałe i niezmiennie [178]. Skład mieszaniny powietrza atmosferycznego wyznaczano na podstawie wilgotności względnej w danych warunkach otoczenia [145], [173], [181]. Udziały poszczególnych składników mieszaniny gazu ziemnego wysokometanowego, wartość opałową i ciepło spalania przyjęto zgodnie z wartościami referencyjnymi przedstawionymi w dokumentacji techniczno-ruchowej [38]. Skład gazów spalinowych określano na podstawie przebiegu reakcji zupełnego i całkowitego spalania paliwa gazowego w otoczeniu powietrza. Przyjęty sposób wyznaczania udziału poszczególnych składników gazów spalinowych (dwutlenku węgla, pary wodnej, azotu, tlenu, argonu) przedstawiono w [170], [178], [181].

Wyniki uzyskane z wykorzystaniem kolejnych, wybranych równań stanu gazu rzeczywistego dla wskazanych czynników roboczych porównano z dostępnymi danymi doświadczalnymi [68], [95], [173], [187]. Na podstawie osiągniętych rezultatów w modelu obliczeniowym bloku gazowo-parowego zastosowano modele własności czynników roboczych opierające się na równaniach stanu gazu rzeczywistego:

- Redlicha-Kwonga dla powietrza atmosferycznego,
- Lee-Kesslera dla gazu ziemnego wysokometanowego,
- Soave-Redlicha-Kwonga dla gazów spalinowych.

Model własności wody i pary wodnej zaimplementowano na podstawie ogólnodostępnych, szeroko stosowanych publikacji Międzynarodowego Stowarzyszenia do Spraw Wody i Pary Wodnej (IAPWS, ang. *International Association for the Properties of Water and Steam*) [60], [61], [159], [160], [161], [162], [163].

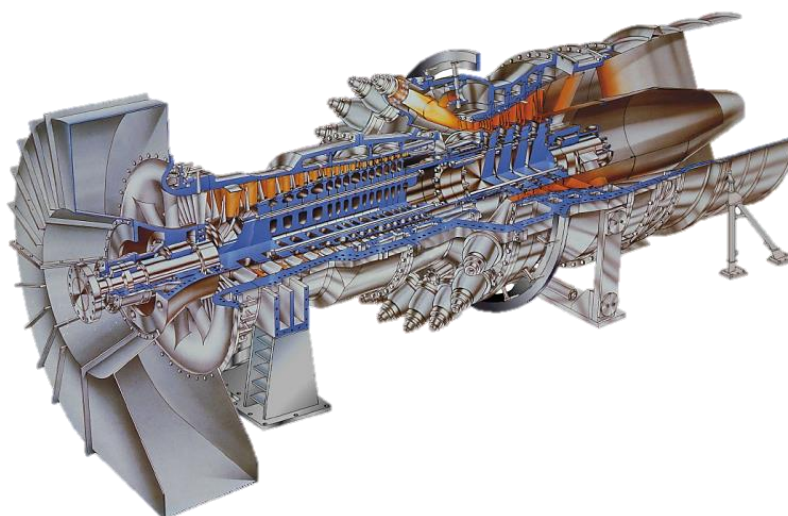
5 Turbozespół gazowy M701F5

5.1 Identyfikacja układu turbozespołu gazowego

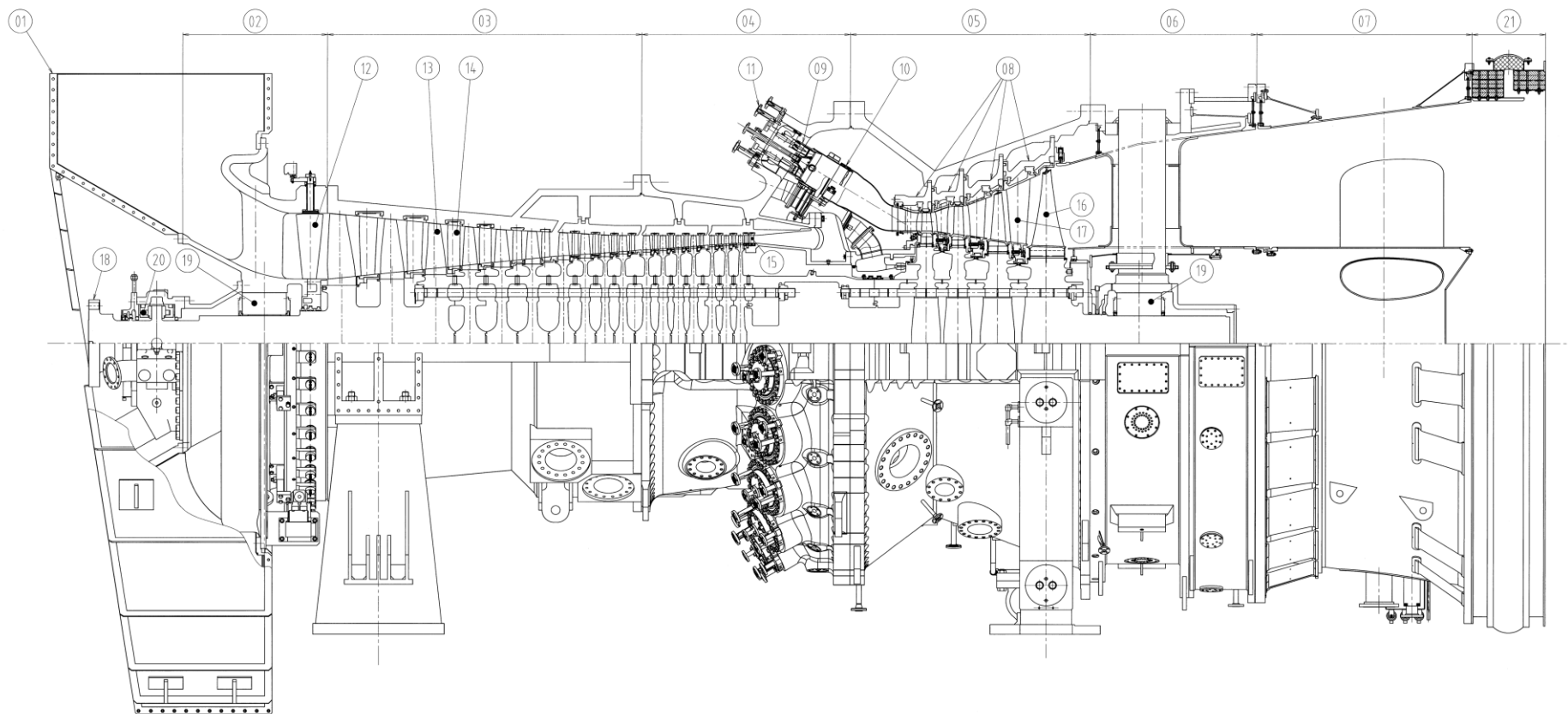
Turbozespół gazowy zainstalowany w Elektrociepłowni Żerań to najnowszy model serii M701F dostarczony przez japoński oddział Mitsubishi Hitachi Power Systems (MHPS). W wersji M701F5 wykorzystano rozwiązania sprawdzone zarówno w poprzednich jednostkach z rodziny F, jak i równolegle rozwijanych seriach G oraz J. Nominalna moc elektryczna turbozespołu gazowego wynosi 359 MW. Podsumowanie najważniejszych parametrów technicznych zestawiono w Tab. 5.1. Głównymi elementami wchodzącymi w skład omawianej jednostki są: sprężarka osiowa, zespół komór spalania, turbina gazowa i generator elektryczny. Sylwetkę turbozespołu gazowego typu M701F zaprezentowano na Rys. 5.1. Przekrój osiowy turbozespołu gazowego M701F5 przedstawiono na Rys. 5.2.

Tabela 5.1: Parametry techniczne kolejnych generacji turbozespołów gazowych typu M701F [3].

Turbozespół gazowy	M701F	M701F4	M701F5
Rok	1992	2009	2014
Moc elektryczna	234 MW	312 MW	359 MW
Sprawność elektryczna	38.1%	39.9%	41.7%
Sprężarka osiowa	17 stopni		
Komory spalania	20 komór spalania typu pierścieniowo-rurowego chłodzonych powietrzem		
Turbina gazowa	1. – 3. stopnie chłodzone powietrzem 4. stopień niechłodzony		



Rysunek 5.1: Sylwetka turbozespołu gazowego typu M701F [38].



Rysunek 5.2: Przekrój osiowy analizowanego turbozespołu gazowego M701F5. Oznaczenia: 1 – kanał wlotowy, 2 – obudowa kanału wlotowego, 3 – kadłub sprężarki osiowej, 4 – kadłub komór spalania, 5 – kadłub turbiny gazowej, 6 – kadłub wylotowy, 7 – kanał wylotowy, 8 – wieńce łopatkowe turbiny gazowej, 9 – kosz komory spalania, 10 – element przejściowy, 11 – dysza paliwa gazowego, 12 – kierownica wlotowa IGV, 13 – wieniec wirujący sprężarki osiowej, 14 – wieniec kierowniczy sprężarki osiowej, 15 – kierownica wylotowa, 16 – wieniec wirujący turbiny gazowej, 17 – wieniec kierowniczy turbiny gazowej, 18 – wirnik, 19 – łożysko ślizgowe, 20 – łożysko oporowe, 21 – kompensator [38].

Układ przepływowy siedemnastostopniowej sprężarki osiowej wzorowany jest na poprzednim modelu M701F4. W najnowszej wersji zachowano sześć pierwszych stopni sprężarkowych. Profile pozostałych zmieniono natomiast z konwencjonalnych łopatek typu NACA-65C na łopatki typu CDA (ang. *control diffusion airfoil*). Kształt zastosowanych łopatek charakteryzuje się zoptymalizowanym rozkładem prędkości czynnika roboczego na ich powierzchni, co przekłada się na poprawę sprawności układu przepływowego maszyny. Łopatki typu CDA wprowadzono w późniejszym czasie w równoległe rozwijanych przez MHPS turbosespołach gazowych serii G, H i J [3], [106], [115]. Pierwszy wieniec kierowniczy (IGV, ang. *inlet guide vane*) sprężarki osiowej posiada możliwość zmiany kąta ustawienia łopatek, co pozwala na regulację strumienia powietrza wlotowego. Rozwiązanie zwiększa elastyczność pracy turbosespołu gazowego i przyczynia się do poprawy efektywności jednostki w szerokim zakresie eksploatacyjnym poprzez utrzymanie wysokiej temperatury wylotowej gazów spalinowych przy obciążeniach częściowych. W układzie przepływowym sprężarki osiowej znajdują się trzy upusty powietrza. Upust niskoprężny zlokalizowany jest za 6. stopniem sprężarkowym, upust średnioprężny – za 10. stopniem sprężarkowym i upust wysokoprężny – za 14. stopniem sprężarkowym. Przepływ powietrza z upustu średnio- i wysokoprężnego ustalany jest poprzez otwarcie zaworów regulacyjnych. Powietrze upustowe wykorzystywane jest przede wszystkim do chłodzenia łopatek w części ekspansyjnej turbosespołu, ale także instrumentów pomiarowych w obrębie korpusu maszyny i w celu uszczelnienia łożysk. Na rurociągach upustowych zabudowane są również zawory bezpieczeństwa, które otwierane są podczas rozruchu turbosespołu gazowego, by zminimalizować ryzyko wystąpienia pompażu w układzie przepływowym maszyny. Część powietrza wylotowego z za sprężarki osiowej kierowana jest do chłodnicy powietrza chłodzącego (TCA, ang. *turbine cooling air cooler*). Czynnikiem odbierającym ciepło w chłodnicy jest woda zasilająca z układu wysokoprężnego kotła odzysknicowego. Powietrze z chłodnicy TCA wykorzystywane jest, podobnie jak powietrze upustowe, do chłodzenia łopatek turbinowych.

Paliwem referencyjnym dla analizowanej jednostki jest gaz ziemny wysokometanowy. Wśród najważniejszych elementów układu przygotowania paliwa gazowego należy wskazać na: filtry wstępne, podgrzewacze wstępne, reduktory ciśnienia, podgrzewacze właściwe i filtr końcowy. Pierwszy stopień podgrzewu paliwa gazowego stanowią dwa równoległe zabudowane podgrzewacze wstępne, które zasilane są poprzez zamknięty układ wody cyrkulującej w systemie ekonomizera kotła odzysknicowego. Zadaniem podgrzewaczy wstępnych jest podniesienie temperatury gazu ziemnego tak, aby pomimo efektu

Joule'a-Thomsona towarzyszącego rozprężaniu gazu, nie dopuścić do zamarzania elementów w obrębie membranowych reduktorów ciśnienia. Na drugi stopień podgrzewu paliwa gazowego składają się dwa szeregowo podgrzewacze właściwe zasilane wodą pobieraną sprzed walczaka średnioprężnego w kotle odzysknicowym.

Paliwo gazowe kierowane jest do dwudziestu pierścieniowo-rurowych komór spalania umiejscowionych na obwodzie maszyny. W najnowszej wersji M701F5 w układzie spalania wykorzystano rozwiązania stosowane przez MHPS w seriach G (GAC) i J. W celu ochrony elementów narażonych na najwyższe temperatury w obrębie koszy komór spalania, elementów przejściowych i płomienic wykorzystano dodatkowe pokrycia z materiałów TBC (ang. *thermal barrier coating*) oraz ożebrowane układy chłodzenia powietrzem [3], [106], [115]. Paliwo gazowe rozdzielane jest poprzez zawory regulacyjne do czterech pierścieni paliwowych. Obciążenie poszczególnych pierścieni wyznaczane jest przez sterownik turbozespołu gazowego. W każdej z komór spalania zainstalowane są cztery dysze paliwa gazowego: pilotowa, główne A i B oraz typu cylindrycznego (ang. *tophat*). Każdy z pierścieni paliwowych zasila jedną z czterech wskazanych grup dysz. Odpowiednia dystrybucja powietrza i rozdział paliwa gazowego w komorach spalania mają na celu nie tylko ochronę elementów narażonych na najwyższe temperatury, ale także optymalizację samego procesu i minimalizację emisji generowanych zanieczyszczeń (przede wszystkim tlenków azotu i węgla).

Układ przepływowy turbiny gazowej składa się z czterech stopni. Temperatura gazów spalinowych na wlocie sięga 1500°C, co wymusza implementację dodatkowych rozwiązań technologicznych w celu wydłużenia żywotności i ochrony łopatek turbinowych. W turbozespołe gazowym M701F5 wykorzystano metody stosowane przez MHPS w najnowszych modelach serii J. Pierwsze trzy stopnie turbinowe pokryte zostały warstwą materiałów TBC. Dodatkowo w przypadku wskazanych stopni turbinowych zastosowano otwarte układy chłodzenia z wykorzystaniem powietrza pobieranego z sekcji sprężarkowej. Pierwszy stopień turbiny gazowej chłodzony jest w całości metodą filmu powietrznego, natomiast drugi i trzeci chłodzone są metodą serpentynową. Czwarty stopień turbinowy pracuje w zakresie temperatur, który nie wymaga stosowania dodatkowych rozwiązań ochronnych [3], [106], [115]. Powietrze wykorzystywane w otwartych układach chłodzenia poszczególnych wieńców turbinowych pobierane jest z różnych punktów układu przepływowego sprężarki osiowej. Powietrze pobierane z upustu średnioprężnego wykorzystywane jest do chłodzenia trzeciego wieńca kierowniczego, z upustu wysokoprężnego – do chłodzenia drugiego wieńca kierowniczego. Pierwsze wieńce kierowniczy i wirujący oraz pozostałe wieńce wirujące – drugi i trzeci – chłodzone są powietrzem zza chłodnicy TCA. Powietrze pobierane z upustu

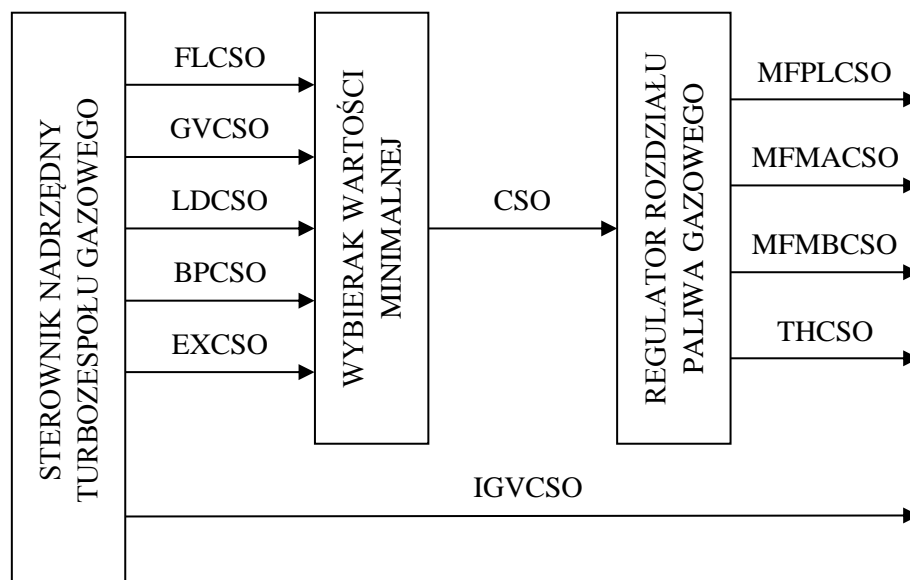
niskoprężnego wykorzystywane jest do chłodzenia aparatury kontrolno-pomiarowej i w celu uszczelnienia łożysk maszyny. Strumień gazów spalinowych za turbozespołem gazowym kierowany jest poprzez osiowy kanał wylotowy do układu kotła odzysknicowego.

Układy sterowania i automatycznej regulacji turbozespołu gazowego M701F5 zostały zaimplementowane z wykorzystaniem systemu *DIASYS Netmation*, dostarczonego przez producenta maszyny. W dalszej części pracy omówiono przede wszystkim zagadnienia najistotniejsze z punktu widzenia opracowywanego modelu matematycznego.

Głównym zadaniem sterownika nadrzędnego turbozespołu gazowego jest wygenerowanie dwóch sygnałów wyjściowych określających:

- referencyjne otwarcie kierownicy wlotowej sprężarki osiowej IGVCESO,
- wymagane natężenie przepływu paliwa gazowego CSO.

Uproszczony schemat przebiegu sygnałów regulacyjnych przedstawiono na Rys. 5.3.



Rysunek 5.3: Uproszczony schemat przebiegu sygnałów regulacyjnych dla analizowanego turbozespołu gazowego M701F5.

W ogólnym ujęciu wyróżnić należy trzy fundamentalne tryby pracy analizowanego turbozespołu gazowego. Do około 50% obciążenia nominalnego kierownica wlotowa IGV pozostaje w pozycji maksymalnie zamkniętej utrzymując minimalny strumień powietrza wlotowego do układu sprężarki osiowej. Regulacja mocy odbywa się poprzez zmianę strumienia paliwa gazowego, aż do momentu osiągnięcia określonej, maksymalnej temperatury gazów spalinowych na wylocie z części ekspansyjnej. W kolejnym etapie nabór obciążenia realizowany jest poprzez stopniowe otwieranie kierownicy wlotowej IGV przy jednoczesnym zwiększaniu natężenia przepływu paliwa gazowego. Po osiągnięciu maksymalnego

dozwolonego otwarcia kierownicy wlotowej IGV, które wynika z warunków otoczenia, dalszy nabór mocy odbywa się poprzez zwiększanie natężenia przepływu paliwa gazowego. Po osiągnięciu maksymalnej dozwolonej temperatury wylotowej gazów spalinowych aktywowany jest Blok Ograniczeń Termicznych (BOT), który uniemożliwia dalszy wzrost obciążenia.

Wartość sygnału wyjściowego referencyjnego otwarcia kierownicy wlotowej IGVCSSO wyznaczana jest przez system sterowania turbozespołu gazowego na podstawie zadanego obciążenia, temperatury i ciśnienia otoczenia oraz stanu pracy układu przeciwoślodzeniowego. Wartość ta ograniczana jest zarówno przez minimalne, jak i maksymalne dozwolone otwarcie kierownicy wlotowej wynikające z warunków zewnętrznych.

Do wyznaczenia wartości sygnału wyjściowego wymaganego natężenia przepływu paliwa gazowego CSO wykorzystywane są sygnały wygenerowane przez pięć głównych pętli sterowania:

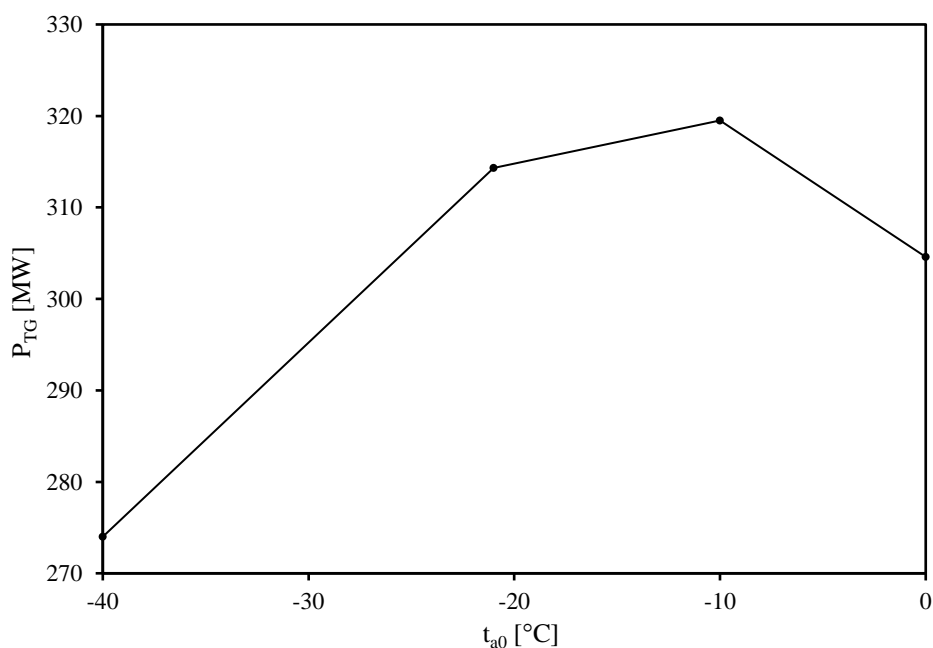
- 1) FLCSSO – regulatora granicznego natężenia przepływu paliwa,
- 2) GVCSSO – regulatora prędkości obrotowej,
- 3) LDCSSO – regulatora obciążenia,
- 4) BPCSSO – regulatora temperatury łopat,
- 5) EXCSSO – regulatora temperatury wylotowej gazów spalinowych.

Wartości generowane przez pierwsze trzy z wymienionych powyżej regulatorów (FLCSSO, GVCSSO, LDCSSO) wykorzystywane są odpowiednio w fazach naboru prędkości obrotowej, synchronizacji generatora z siecią elektroenergetyczną i pracy z ustalonym obciążeniem. Rolą regulatorów temperatury BPCSSO i EXCSSO jest z kolei ochrona pierwszych i ostatnich rzędów układu łopatkowego turbiny gazowej. Wykroczenie poza obszar bezpiecznej eksploatacji skutkuje aktywacją BOT i uniemożliwieniem dalszego naboru obciążenia. Algorytmy wartości granicznych dla temperatury łopat BPREF i gazów spalinowych na wylocie EXREF omówiono szczegółowo w dalszej części pracy. Wartość sygnału określającego wymagane natężenie przepływu paliwa CSO – ustalana jako najmniejsza z wartości sygnałów wypracowanych przez wskazane regulatory – przekazywana jest do regulatora rozdziału paliwa gazowego, który generuje sygnały dla czterech zaworów odpowiedzialnych za obciążenie poszczególnych grup dysz paliwowych w komorach spalania.

Schematy zastępcze kolejnych układów: sprężarki osiowej, przygotowania paliwa gazowego, zespołu komór spalania i turbiny gazowej wraz z przyjętymi oznaczeniami zidentyfikowanych punktów bilansowych przedstawiono odpowiednio na Rys. 5.9, Rys. 5.14, Rys. 5.16 i Rys. 5.20.

5.2 Zespół filtrów wlotowych

Powietrze atmosferyczne dostarczane jest do sprężarki osiowej poprzez układ wlotowy, którego głównym elementem jest czerpnia powietrza zlokalizowana na zewnątrz hali maszynowni. Znajduje się w niej zespół filtrów wlotowych, których zadaniem jest oczyszczenie powietrza z cząstek stałych. Eliminacja zanieczyszczeń jest niezbędna z uwagi na ochronę układu przepływowego sprężarki osiowej i ograniczenie zjawiska erozji łopatek. Zespół filtrów wlotowych składa się z trzech zabudowanych szeregowo segmentów: filtrów wstępnych, filtrów właściwych i filtrów typu HEPA. Jednostka wyposażona jest ponadto w układ przeciwołodzienny (AIC, ang. *anti-icing system*), którego rolą jest niedopuszczenie do zamarzania wskazanych wkładów filtracyjnych. System AIC uruchamiany jest automatycznie przez sterownik turbozespołu gazowego w przypadku utrzymywania się ujemnych temperatur zewnętrznych podczas pracy z obciążeniem poniżej wartości granicznych określonych zgodnie z charakterystyką przedstawioną na Rys. 5.4.



Rysunek 5.4: Graniczne obciążenie turbosprężarki wymuszające załączenie układu przeciwołodziennego [38].

Układ przeciwołodzienny zasilany jest powietrzem wylotowym z za sprężarki osiowej. Strumień recyrkulowanego powietrza wypływając poprzez dysze rozpraszające miesza się z głównym strumieniem wlotowym podnosząc jego temperaturę. Różnica pomiędzy temperaturą powietrza atmosferycznego i wlotowego do sekcji sprężarkowej utrzymywana jest na stałym poziomie (5.1).

$$T_{a1} = T_{a0} + \Delta T \quad (5.1)$$

Przyrost temperatury powietrza ΔT wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem temperatury wlotowej jako (5.2). Podsumowanie osiągniętych wyników zestawiono w Tab. 5.2.

$$\sum (T_{a2_{dane}} - T_{a2_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (5.2)$$

Tabela 5.2: Podsumowanie wyników dla równania modelowego przyrostu temperatury powietrza wlotowego podczas pracy układu przeciwoblodzeniowego.

Równanie modelowe	$T_{a2} = T_{a1} + 4.01$
Współczynnik determinacji R^2	99.79%
Średni błąd bezwzględny MAE	0.10 K
Średni błąd względny MRE	0.03%

Strumień powietrza recyrkulowanego z wylotu sprężarki osiowej na potrzeby układu przeciwoblodzeniowego wyznaczono na podstawie bilansu ciepło-przepływowego (5.3).

$$\dot{m}_{a16} = \dot{m}_{a0} \frac{h_{a1} - h_{a0}}{h_{a16} - h_{a1}} \quad (5.3)$$

Spadek ciśnienia w kanale wlotowym sprężarki osiowej (uwzględniający spadek ciśnienia w układzie filtrów wlotowych) określono na podstawie przekształconej formy równania Darcy'ego-Weisbacha, która opisuje spadek ciśnienia przepływającego płynu w zależności od strumienia masowego i gęstości czynnika [120], [121], [133], [134], [135], [152], [154]. Ciśnienie wlotowe do układu sprężarki osiowej zapisano z wykorzystaniem wskazanej zależności w postaci (5.4).

$$p_{a2} = p_{a1} - k_0 \frac{\dot{m}_{a1}^2}{\rho_{a1}} \quad (5.4)$$

Wartość parametru w równaniu (5.4), wynikającą z geometrii układu i współczynnika oporu, założono jako stałą i wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem ciśnienia wlotowego do układu przepływowego sprężarki osiowej jako (5.5). Podsumowanie osiągniętych wyników ujęto w Tab. 5.3. Pozostałe parametry termodynamiczne powietrza

za zespołem filtrów wlotowych wyznaczono w oparciu o zestaw zależności opisujących zjawisko dławienia izentalpowego [145].

$$\sum (p_{a2_{dane}} - p_{a2_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (5.5)$$

Tabela 5.3: Podsumowanie wyników dla równania modelowego uwzględniającego spadek ciśnienia w kanale wlotowym sprężarki osiowej.

Równanie modelowe	$p_{a1} = p_{a0} - 4.664 \frac{\dot{m}_{a0}^2}{\rho_{a0}} \cdot 10^{-4}$
Współczynnik determinacji R^2	99.78%
Średni błąd bezwzględny MAE	$3.69 \cdot 10^{-5}$ MPa
Średni błąd względny MRE	0.04%

5.3 Kierownica wlotowa IGV

Zasadniczym zadaniem kierownicy wlotowej IGV w układzie przepływowym turbozespołu gazowego jest ograniczenie przepływu powietrza w celu [52], [70], [178]:

- zabezpieczenia sprężarki osiowej przed pracą w warunkach pompażu,
- optymalnej organizacji procesu spalania poprzez kontrolę współczynnika nadmiaru powietrza,
- zapewnienia maksymalnej temperatury gazów spalinowych kierowanych do kotła odzysknicowego.

Ustawienie kierownicy wlotowej IGV jest jednym z najistotniejszych parametrów kontrolowanych przez sterownik nadrzędny analizowanej jednostki.

Kąt otwarcia łopatek kierowniczych pierwszego stopnia sprężarki osiowej definiowany jest jako kąt pomiędzy osią maszyny i cięciwą łopatki. Całkowity zakres pracy kierownicy wlotowej dla turbozespołu gazowego M701F5 wynosi od 47° (pozycja maksymalnie zamknięta, 0%) do -8° (pozycja maksymalnie otwarta, 100%) [38]. Każdej pozycji ustawienia kierownicy wlotowej odpowiada określony strumień objętościowy powietrza, który wynika z geometrii układu i warunków przepływu. Do wyznaczenia zależności pomiędzy wskazanymi wielkościami wykorzystano równanie modelowe w postaci wielomianowej (5.6).

$$\dot{V}_{a2} = k_0 z_{IGV}^2 + k_1 z_{IGV} + k_2 \left(1 + k_3 \frac{T_{a2}}{288.15} \right) \quad (5.6)$$

Współczynniki wielomianu interpolacyjnego uzyskano rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem strumienia objętościowego powietrza wlotowego jako (5.7). Podsumowanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 5.4.

$$\sum (\dot{V}_{a2_{dane}} - \dot{V}_{a2_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (5.7)$$

Tabela 5.4: Podsumowanie wyników dla równania modelowego strumienia objętościowego powietrza względem otwarcia kierownicy wlotowej IGV.

Równanie modelowe	$\dot{V}_{a2} = -145.25 \cdot z_{IGV}^2 + 433.72 \cdot z_{IGV} + 170.58 \left(1 + 0.96 \frac{T_{a2}}{288.15}\right)$
Współczynnik determinacji R^2	99.98%
Średni błąd bezwzględny MAE	0.77 m ³ /s
Średni błąd względny MRE	0.18%

Na podstawie zależności (5.6) wyznaczono objętościowe i masowe natężenie przepływu powietrza do układu sprężarki osiowej przy nominalnym otwarciu kierownicy wlotowej, które odpowiada nominalnemu punktowi pracy turbosespołu gazowego. Uzyskane wyniki przedstawiono w Tab. 5.5.

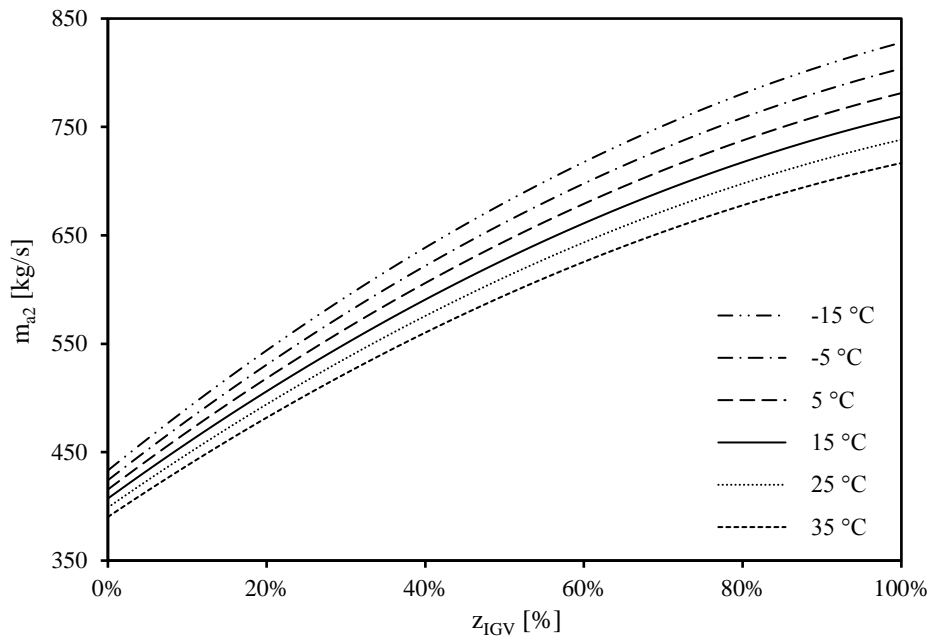
Tabela 5.5: Nominalne parametry pracy układu wlotowego sprężarki osiowej.

Otwarcie kierownicy wlotowej IGV	bezwzględne	0°
	względne	85.45%
Parametry termodynamiczne powietrza wlotowego	temperatura	288.15 K
	ciśnienie	0.101325 MPa
	wilgotność względna	60%
Strumień przepływu powietrza wlotowego	objętościowy	598.1 m ³ /s
	masowy	730.4 kg/s

Wielkością definiującą wpływ otwarcia kierownicy wlotowej IGV jest parametr VACF (ang. *vane angle correction factor*), który określa procentową zmianę strumienia masowego powietrza wlotowego w odniesieniu do zmiany położenia łopatek kierowniczych pierwszego stopnia (5.8). Dla sprężarek osiowych pracujących w układach turbosespołów gazowych dużej mocy wartość współczynnika VACF oscyluje w okolicach 1% [122]. W przypadku analizowanej jednostki wyliczeniowa wartość parametru wyniosła 0.84%.

$$VACF = \frac{\dot{m}_{max} - \dot{m}_{min}}{\dot{m}_{max}(z_{IGV_{max}} - z_{IGV_{min}})} \quad (5.8)$$

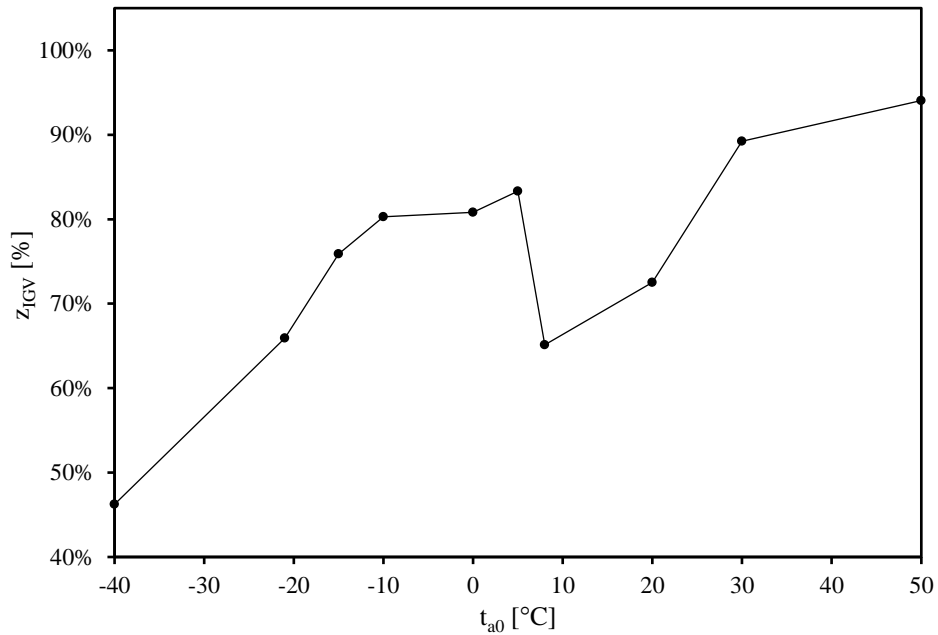
Na podstawie równania modelowego (5.7) opracowano charakterystykę masowego natężenia przepływu powietrza względem otwarcia kierownicy wlotowej IGV przedstawioną na Rys. 5.5. Należy zauważyć, że wraz ze spadkiem temperatury atmosferycznej rośnie masowe natężenie przepływu powietrza do układu, co spowodowane jest wzrostem gęstości czynnika roboczego przy stałym wydatku objętościowym.



Rysunek 5.5: Natężenie przepływu powietrza względem otwarcia kierownicy wlotowej IGV.

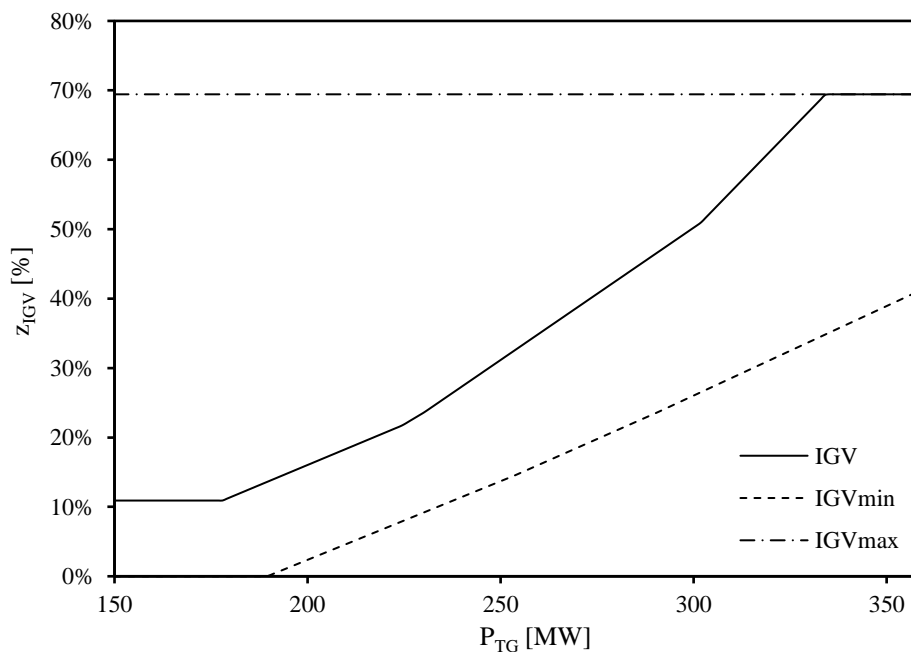
Aktualne ustawienie łopatek kierowniczych pierwszego stopnia sprężarki osiowej regulowane jest w systemie sterowania poprzez wygenerowanie sygnału wyjściowego dla referencyjnego otwarcia kierownicy wlotowej IGVREF. Procedura obliczeniowa wykorzystuje zaimplementowaną charakterystykę obciążenia turbozespołu gazowego oraz szereg funkcji korekcyjnych, uwzględniających wpływ temperatury i ciśnienia atmosferycznego oraz temperaturę powietrza wlotowego w przypadku pracy układu przeciwbłędzeniowego. Wygenerowany sygnał wyjściowy IGVREF ograniczony jest zarówno przez minimalne, jak i maksymalne dozwolone otwarcie kierownicy wlotowej. Wartość minimalna wyznaczana jest na podstawie charakterystyki obciążenia bazowego i zestawu funkcji korekcyjnych (podobnie jak w przypadku IGVREF). Maksymalne dozwolone otwarcie kierownicy wlotowej zależy tylko i wyłącznie od temperatury powietrza atmosferycznego zgodnie z charakterystyką przedstawioną na Rys. 5.6 [38]. Prezentowany

przebieg był wielokrotnie aktualizowany podczas prac optymalizacyjnych prowadzonych na bloku gazowo-parowym, szczególnie dla zakresu temperatur otoczenia poniżej 8°C.



Rysunek 5.6: Charakterystyka maksymalnego dozwolonego otwarcia kierownicy wlotowej IGW względem temperatury otoczenia [38].

Procedury obliczeniowe referencyjnego, minimalnego i maksymalnego dozwolonego otwarcia kierownicy wlotowej IGW zaimplementowano w tworzonym modelu matematycznym turbosespołu gazowego. Przykładowy przebieg wskazanych wartości dla nominalnych warunków otoczenia przedstawiono na Rys. 5.7.



Rysunek 5.7: Charakterystyki referencyjnego, minimalnego i maksymalnego dozwolonego otwarcia kierownicy wlotowej IGW względem obciążenia turbosespołu gazowego.

5.4 Układ przepływowy sprężarki osiowej

Optymalizacja mocy i sprawności turbozespołów gazowych realizowana jest między innymi poprzez systematyczne zwiększanie temperatury wlotowej do części ekspansyjnej. Wymusza to jednakże stosowanie dodatkowych rozwiązań w postaci zaawansowanych systemów chłodzenia stopni turbinowych pracujących w zakresie najwyższych temperatur. Czynnikiem chłodzącym jest najczęściej powietrze pobierane z układu upustowego sekcji sprężarkowej [12], [56], [73]. Wskazany obszar rozwoju technologicznego sprawia, że układy przepływowe sprężarek osiowych charakteryzują się obecnie istotnym stopniem złożoności.

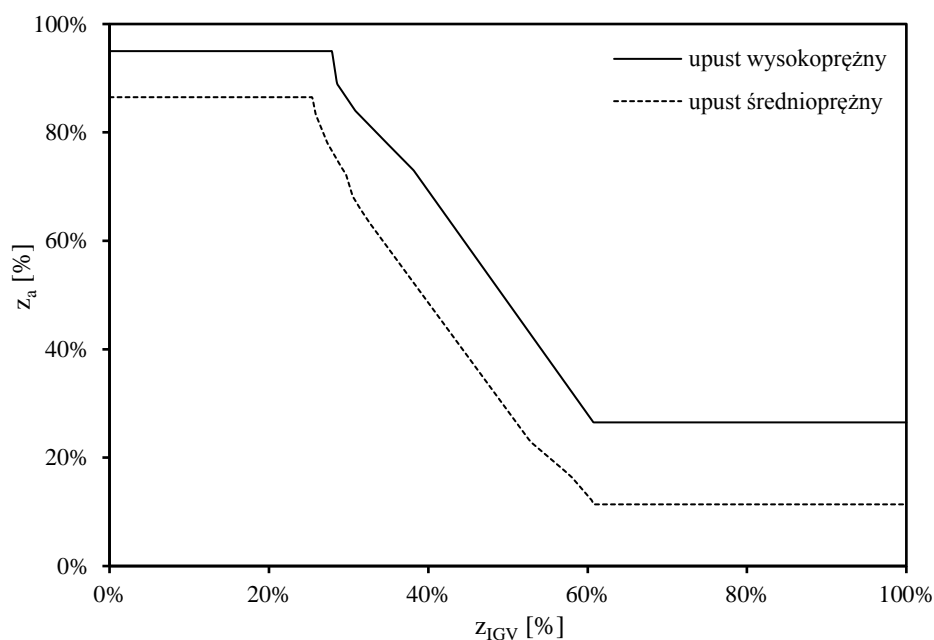
Sprężarka osiowa analizowanego turbozespołu gazowego M701F5 wyposażona jest w trzy upusty powietrza. Powietrze pobierane z upustu niskoprężnego, który zlokalizowany jest za 6. stopniem sprężarkowym, wykorzystywane jest przede wszystkim do uszczelniania łożysk maszyny i chłodzenia aparatury kontrolno-pomiarowej w obrębie turbozespołu gazowego. Natężenie przepływu, które wynika z gospodarki powietrzem na wskazane powyżej cele, jest pomijalne w stosunku do strumienia wlotowego. Przykładowo w celu uszczelnienia jednej komory łożyskowej wymagany przepływ powietrza wynosi około 0.02 kg/s [178]. Pobór powietrza z upustu niskoprężnego nie został uwzględniony w tworzonym modelu matematycznym sprężarki osiowej.

Drugi i trzeci upust powietrza umiejscowione są kolejno za 10. i 14. stopniem sprężarkowym. Powietrze pobierane z upustów średnio- i wysokoprężnego wykorzystywane jest do chłodzenia odpowiednio trzeciego i drugiego wieńca kierowniczego turbiny gazowej. Przepływ powietrza regulowany jest poprzez otwarcie zaworów zainstalowanych na rurociągach upustowych. Zadana pozycja zaworów regulacyjnych wyznaczana jest w sterowniku turbozespołu gazowego na podstawie temperatury powietrza w kolektorze wlotowym sprężarki osiowej i bieżącego położenia kierownicy wlotowej IGV [38]. Przykładową charakterystykę otwarcia zaworów regulacyjnych, wyznaczoną w oparciu o algorytmy obliczeniowe zaimplementowane w systemie sterowania turbozespołu gazowego, przedstawiono na Rys. 5.8.

Układ przepływowy sprężarki osiowej podzielono na trzy grupy stopni zgodnie z lokalizacją rozpatrywanych upustów powietrza:

- od 1. do 10. stopnia sprężarkowego (grupa pierwsza),
- od 11. do 14. stopnia sprężarkowego (grupa druga),
- od 15. do 17. stopnia sprężarkowego (grupa trzecia).

Schemat zastępczy analizowanej sprężarki osiowej wraz z przyjętymi oznaczeniami punktów bilansowych przedstawiono na Rys. 5.9. Obliczenia układu przepływowego prowadzono zgodnie z zastosowanym podziałem grup stopni sprężarkowych.

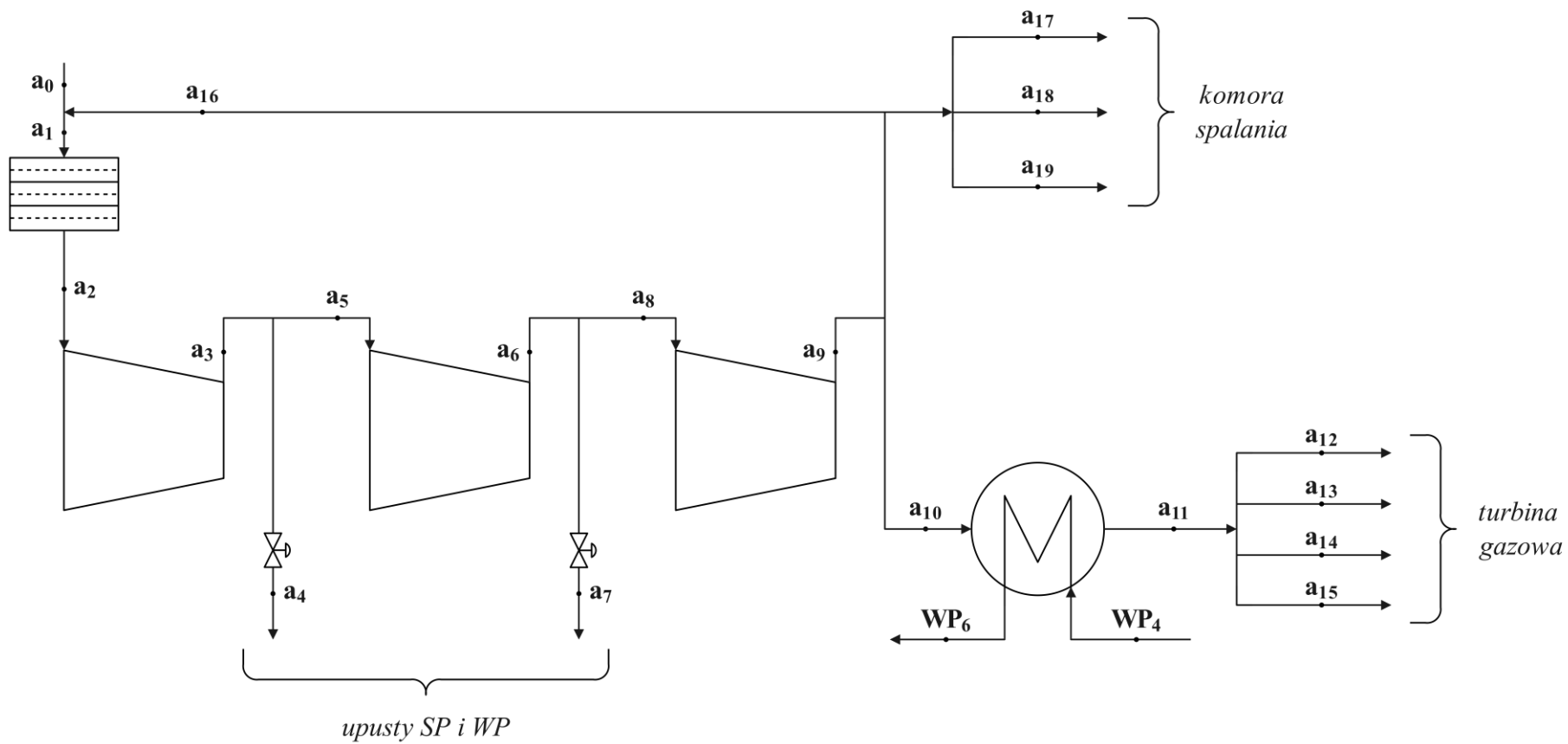


Rysunek 5.8: Otwarcie zaworów regulacyjnych na upustach wysoko- i średnioprężnym względem położenia kierownicy wlotowej IGV.

Wśród dostępnych danych eksploatacyjnych dysponowano jedynie temperaturą i ciśnieniem powietrza w punktach przed i za sprężarką osiową, temperaturą powietrza w upuście wysokoprężnym oraz wyliczeniowym natężeniem przepływu powietrza wlotowego. Obliczenia układu przepływowego sprężarki osiowej w warunkach zmienionych prowadzono z wykorzystaniem indywidualnych charakterystyk przepływowych i sprawnościowych. Sposób wyznaczania wskazanych zależności przedstawiono w rozdziale 5.4.

W dalszej części pracy przedstawiono zestaw równań modelowych dla przekrojów bilansowych zidentyfikowanych w układzie przepływowym analizowanej jednostki. Opracowany algorytm iteracyjny wyznacza całkowity wzrost entropii właściwej powietrza w układzie przepływowym sprężarki osiowej (5.9). Rozkład wzrostu entropii właściwej powietrza dla poszczególnych grup przyjęto proporcjonalnie względem liczby stopni sprężarkowych wchodzących w skład każdej grupy.

$$\Delta s = s_{a9} - s_{a2} \quad (5.9)$$



Rysunek 5.9: Schemat zastępczy układu sprężarki osiowej modelowanego turbospołu gazowego M701F5.

Parametry termodynamiczne powietrza za pierwszą grupą stopni sprężarkowych wyznaczano w oparciu o zestaw równań (5.10), (5.11), (5.12). Ciśnienie w analizowanym punkcie bilansowym założono proporcjonalnie względem liczby stopni i ciśnienia w przekroju wylotowym (5.11).

$$s_{a3} = s_{a2} + \frac{10}{17} \Delta s \quad (5.10)$$

$$p_{a3} = \frac{10}{17} p_{a9} \quad (5.11)$$

$$T_{a3} = T(p_{a3}, s_{a3}) \quad (5.12)$$

Parametry termodynamiczne powietrza za drugą grupą stopni sprężarkowych wyznaczano w oparciu o zestaw równań (5.13), (5.14), (5.15). Temperaturę czynnika roboczego w analizowanym punkcie bilansowym ustalono za pomocą zależności empirycznej (5.14) względem temperatury powietrza za układem przepływowym sprężarki.

$$s_{a6} = s_{a5} + \frac{4}{17} \Delta s \quad (5.13)$$

$$T_{a6} = k_0 T_{a9} + k_1 \quad (5.14)$$

$$p_{a6} = p(T_{a6}, s_{a6}) \quad (5.15)$$

Współczynniki w równaniu (5.14) wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem temperatury powietrza w upuście wysokoprężnym jako (5.16). Podsumowanie osiągniętych wyników zestawiono w Tab. 5.6.

$$\sum (T_{a6_{dane}} - T_{a6_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (5.16)$$

Tabela 5.6: Podsumowanie wyników dla równania modelowego temperatury powietrza w upuście wysokoprężnym sprężarki osiowej.

Równanie modelowe	$T_{a6} = 1.283T_{a9} - 258.21$
Współczynnik determinacji R^2	99.56%
Średni błąd bezwzględny MAE	1.30 K
Średni błąd względny MRE	0.21%

Parametry termodynamiczne powietrza za trzecią, ostatnią grupą stopni sprężarkowych wyznaczano w oparciu o zestaw równań (5.17) (5.18), (5.19). Ciśnienie w przekroju wylotowym wynika z przebiegu opracowanej charakterystyki przepływowej analizowanej sprężarki osiowej (5.44).

$$s_{a9} = s_{a8} + \frac{3}{17} \Delta s \quad (5.17)$$

$$p_{a9} = f(\dot{m}_{a2}, p_{a2}, T_{a2}) \quad (5.18)$$

$$T_{a9} = T(p_{a9}, s_{a9}) \quad (5.19)$$

Wielkość strumieni masowych odprowadzanych przez upusty średnio- i wysokoprężny określono na podstawie równania przelotności Stodoli-Flügela w postaci (5.29). Z uwagi na brak wyczerpujących danych pomiarowych zdecydowano o uzależnieniu równań modelowych od ciśnienia i temperatury powietrza w przekroju wylotowym. Jak zaznaczono wcześniej, przepływ powietrza upustowego za 10. i 14. stopniem sprężarki osiowej ustalany jest poprzez otwarcie zaworów regulacyjnych. Jednocześnie przyjęto, że wpływ ich otwarcia na natężenie przepływu czynnika roboczego ma charakter liniowy (5.20), (5.21).

$$\dot{m}_{a4} = k_0 \left(k_1 \frac{p_{a9}}{\sqrt{T_{a9}}} + 1 \right) (k_2 z_{a4} + 1) \quad (5.20)$$

$$\dot{m}_{a7} = k_0 \left(k_1 \frac{p_{a9}}{\sqrt{T_{a9}}} + 1 \right) (k_2 z_{a7} + 1) \quad (5.21)$$

Współczynniki w równaniach (5.20), (5.21) wyznaczono rozwiązując dwa odrębne zagadnienia zdefiniowane odpowiednio względem natężenia przepływu z upustu średnio- i wysokoprężnego jako (5.22), (5.23). Wartości odniesienia dla strumieni powietrza upustowego ustalono na podstawie opracowanego modelu bilansowego. Podsumowanie uzyskanych wyników zestawiono w Tab. 5.7.

$$\sum (\dot{m}_{a4_{bilans}} - \dot{m}_{a4_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (5.22)$$

$$\sum (\dot{m}_{a7_{bilans}} - \dot{m}_{a7_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (5.23)$$

Tabela 5.7: Podsumowanie wyników dla równań modelowych natężenia przepływu powietrza w upustach średnioprężnym i wysokoprężnym.

Równanie modelowe	Współczynnik determinacji R^2	Średni błąd bezwzględny MAE	Średni błąd względny MRE
$\dot{m}_{a4} = 0.31 \left(467.22 \frac{p_{a9}}{\sqrt{T_{a9}}} + 1 \right) (2.95z_{a4} + 1)$	99.75%	0.17 kg/s	0.66%
$\dot{m}_{a7} = 0.21 \left(467.22 \frac{p_{a9}}{\sqrt{T_{a9}}} + 1 \right) (6.58z_{a7} + 1)$	99.76%	0.24 kg/s	0.66%

Zarówno rzeczywistą, jak i teoretyczną moc wewnętrzną sprężarki osiowej zdefiniowano jako sumę wielkości uzyskanych dla poszczególnych grup stopni sprężarkowych (5.24), (5.25). W obliczeniach mocy teoretycznej odwołano się do izentropowego procesu sprężania czynnika roboczego [145], [155].

$$(N_{spr})_r = \sum_{i=2,5,8} \dot{m}_{a_i} (h_{a_{i+1}} - h_{a_i}) \quad (5.24)$$

$$(N_{spr})_t = \sum_{i=2,5,8} \dot{m}_{a_i} [h(p_{a_{i+1}}, s_{a_i}) - h_{a_i}] \quad (5.25)$$

Sprawność wewnętrzną sprężarki osiowej, w tym przypadku zdefiniowaną jako sprawność izentropową, określono jako stosunek mocy teoretycznej i rzeczywistej (5.26) [145], [155].

$$\eta_{spr} = \frac{(N_{spr})_t}{(N_{spr})_r} \quad (5.26)$$

Przedstawiony zestaw równań modelowych wraz z opracowanymi charakterystykami indywidualnymi stanowi kompletny i jednoznaczny opis pracy sprężarki osiowej w szerokim spektrum obciążeń turbozespołu gazowego. Obliczenia prowadzone są w sposób iteracyjny. Całkowity wzrost entropii właściwej powietrza (5.9) wyznaczany jest dla każdej kolejnej pętli obliczeniowej na podstawie uzyskanego residuum względnego sprawności wewnętrznych: odczytanej z charakterystyki sprężarki osiowej (5.46) i wynikającej z bilansu układu przepływowego w danej iteracji. Warunkiem zakończenia obliczeń jest spełnienie zależności (5.27).

$$\left| (\eta_{spr})_{charakterystyka} - (\eta_{spr})_{bilans} \right| < 10^{-6} \quad (5.27)$$

5.5 Chłodnica powietrza chłodzącego TCA

Jednym z rozwiązań pozwalających na intensyfikację wymiany ciepła w systemie łopatkowym turbiny gazowej jest wprowadzenie układu chłodzenia powietrza chłodzącego. Wśród możliwości zagospodarowania ciepła odebranego w chłodnicy należy wskazać na podgrzew regeneracyjny paliwa gazowego lub wody zasilającej w obiegu kotła odzysknicowego. Zachowanie w układzie pozyskanego ciepła pozwala na znaczną poprawę osiągnięć termodynamicznych obiegu [12], [83], [84], [164], [180]. Obszerne rozważania w tym zakresie przeprowadzono w [164], gdzie przeanalizowano różne konfiguracje wykorzystania ciepła odebranego w chłodnicy powietrza chłodzącego. Jak wykazano na przykładzie jednego z turbozespołów gazowych najnowszej generacji, wprowadzenie odzysku ciepła może przyczynić się do zmniejszenia udziału powietrza chłodzącego z ponad 20% do 13-14% przy jednoczesnym zwiększeniu obciążenia jednostki o około 30 MW, a całego układu gazowo-parowego o około 40 MW.

W przypadku modelowanego turbozespołu gazowego M701F5 chłodnica powietrza chłodzącego wykorzystywana jest do chłodzenia powietrza pobieranego z wylotu sprężarki osiowej. Pozyskane ciepło wykorzystywane jest w obiegu wysokoprężnym kotła odzysknicowego do podgrzewu wody zasilającej. Powietrze wylotowe z chłodnicy kierowane jest do układów chłodzenia pierwszych trzech wieńców wirujących i pierwszego wieńca kierowniczego turbiny gazowej. Chłodnica powietrza chłodzącego jest wymiennikiem ciepła typu płaszczowo-rurowego – przez system rurowy przepływa woda zasilająca, a do przestrzeni międzyrurowej kierowane jest powietrze. Całkowita powierzchnia wymiany ciepła wynosi 1780.6 m² [38].

Przepływ powietrza w kierunku chłodnicy TCA nie jest regulowany, wynika z geometrii układu oraz warunków panujących w części wylotowej sprężarki osiowej. Zarówno w komercyjnych programach inżynierskich [49], jak i modelach literaturowych [101], [102], [119], [125] natężenie przepływu powietrza upustowego, chłodzącego w warunkach zmienionych wyznaczane jest najczęściej w oparciu o równanie Stodoli-Flügela w postaci (7.7). Zgodnie z przyjętymi oznaczeniami punktów bilansowych układu przepływowego sprężarki osiowej przywołaną zależność zapisano w postaci (5.28).

$$\dot{m}_{a10} = k_0 \frac{p_{a10}}{\sqrt{T_{a10}}} \quad (5.28)$$

Dodatkowo w tworzonym modelu rozważono równania przelotności (7.11) i (7.12) zapisane odpowiednio w postaci (5.29) i (5.30).

$$\dot{m}_{a10} = k_0 \frac{p_{a10}}{\sqrt{T_{a10}}} + k_1 \quad (5.29)$$

$$\dot{m}_{a10} = k_0 p_{a10} + k_1 \quad (5.30)$$

Współczynniki w równaniach modelowych (5.28), (5.29), (5.30) wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem strumienia masowego powietrza kierowanego do chłodnicy TCA jako (5.31). Rzeczywiste wartości natężenia przepływu powietrza uzyskano na podstawie bilansu wymiany ciepła w oparciu o dostępne dane pomiarowe (5.32), (5.33). Porównanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 5.8.

$$\sum (\dot{m}_{a10_{bilans}} - \dot{m}_{a10_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (5.31)$$

Rozważane równania modelowe charakteryzują się bardzo wysokim stopniem odwzorowania danych bilansowych. Najwyższą wartość współczynnika determinacji R^2 osiągnięto dla zależności (5.29). Postać ogólną równania wykorzystano także do wyznaczenia strumieni powietrza odprowadzanego przez upusty średnio- i wysokoprężny.

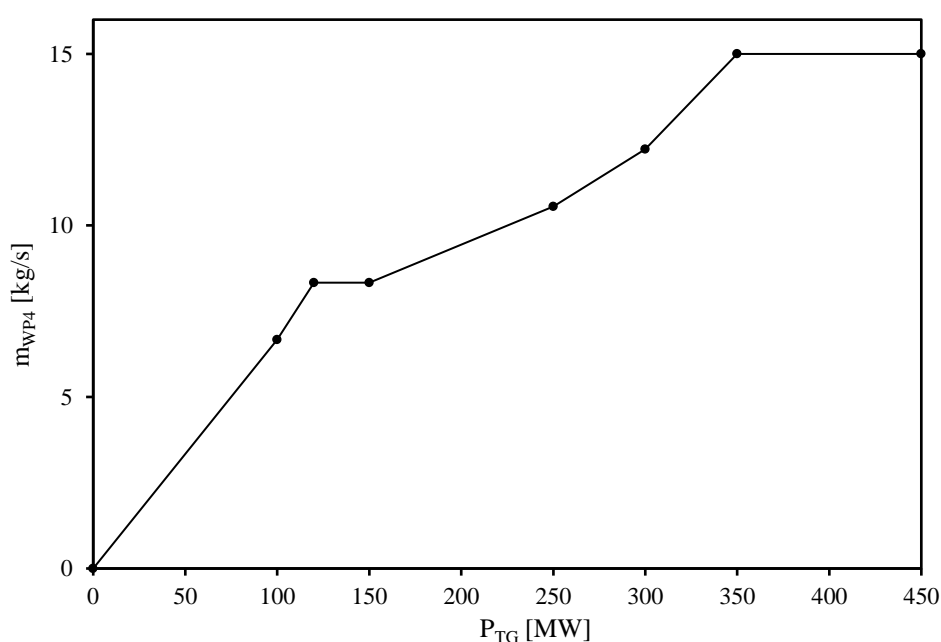
Tabela 5.8: Porównanie wyników dla równań modelowych przepływu powietrza do chłodnicy TCA.

Równanie modelowe	Współczynnik determinacji R^2	Średni błąd bezwzględny MAE	Średni błąd względny MRE
$\dot{m}_{a10} = 554.93 \frac{p_{a10}}{\sqrt{T_{a10}}} \quad (5.28)$	99.59%	0.26 kg/s	0.81%
$\dot{m}_{a10} = 535.54 \frac{p_{a10}}{\sqrt{T_{a10}}} + 1.15 \quad (5.29)$	99.72%	0.20 kg/s	0.67%
$\dot{m}_{a10} = 19.09 p_{a10} + 3.41 \quad (5.30)$	99.66%	0.23 kg/s	0.74%

Całkowity udział powietrza chłodzącego odniesiony do strumienia wlotowego, ustalony na podstawie danych bilansowych, kształtuje się w granicach od 11% do 22%. Wartości najwyższe dotyczą pracy w zakresie minimalnych obciążeń turbozespołu gazowego, gdy zawory regulacyjne upustów sprężarki osiowej pozostają w pozycji maksymalnie otwartej. Wraz ze wzrostem obciążenia jednostki dochodzi do stopniowego dławienia przepływu powietrza upustowego poprzez przemykanie armatury regulacyjnej. Udział powietrza

pobieranego z wylotu sprężarki osiowej do chłodnicy TCA kształtuje się na stałym poziomie 6-7% niezależnie od punktu pracy jednostki.

Wymagana nastawa natężenia przepływu wody zasilającej przez chłodnicę powietrza chłodzącego wyznaczana jest w systemie sterowania turbozespołu gazowego na podstawie charakterystyki przedstawionej na Rys. 5.10 oraz korekty wynikającej ze zmian temperatury powietrza w kolektorze wlotowym sprężarki osiowej. Graniczna temperatura powietrza za wymiennikiem ciepła wynosi 235°C. W przypadku, gdy wynikająca z charakterystyki wartość natężenia przepływu wody zasilającej jest niewystarczająca, sterownik turbozespołu gazowego automatycznie zwiększa nastawę tak, by nie przekroczyć wskazanej wartości granicznej [38].



Rysunek 5.10: Wymagane natężenie przepływu wody zasilającej przez chłodnicę TCA [38].

W modelu matematycznym chłodnicy powietrza chłodzącego wykorzystano analityczno-empiryczny model wymiany ciepła w warunkach zmienionych przedstawiony w rozdziale 6.2. Strumień ciepła przekazany w chłodnicy TCA w stanie ustalonym określony jest równaniami bilansowymi dla strony powietrza chłodzącego (5.32) i wody zasilającej (5.33) oraz równaniem Pécleta wykorzystującym średnią logarytmiczną różnicę temperatur dla wymiennika przeciwprądowego (5.34).

$$\dot{Q}_{TCA} = \dot{m}_{a10}(h_{a10} - h_{a11}) \quad (5.32)$$

$$\dot{Q}_{TCA} = \dot{m}_{WP4}(h_{WP6} - h_{WP4}) \quad (5.33)$$

$$\dot{Q}_{TCA} = (U \cdot A)_{TCA} \frac{(T_{a10} - T_{WP6}) - (T_{a11} - T_{WP4})}{\ln \left(\frac{T_{a10} - T_{WP6}}{T_{a11} - T_{WP4}} \right)} \quad (5.34)$$

Iloczyn współczynnika i powierzchni wymiany ciepła wyznaczano zgodnie z zależnością empiryczną (5.35). Lepkość dynamiczną, przewodność cieplną i ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu uśredniano względem końców wymiennika ciepła. Parametry nominalne ustalono jako wartości uśrednione dla dostępnego zbioru danych bilansowych.

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A} \right)_{TCA} = \left(\frac{\mu_a}{\mu_{a_{nom}}} \right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_a}{\lambda_{a_{nom}}} \right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_a}}{c_{p_{a_{nom}}}} \right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{a10}}{\dot{m}_{a10_{nom}}} \right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{WP4}}{\dot{m}_{WP4_{nom}}} \right)^{k_5} \quad (5.35)$$

Współczynniki w równaniu (5.35) uzyskano rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem temperatury czynników roboczych za chłodnicą powietrza chłodzącego jako (5.36). Podsumowanie wyników dla strony powietrza chłodzącego i wody zasilającej przedstawiono w Tab. 5.9.

$$\sum \left[\left(\frac{T_{a11_{bilans}} - T_{a11_{model}}}{T_{a11_{bilans}}} \right)^2 + \left(\frac{T_{WP6_{bilans}} - T_{WP6_{model}}}{T_{WP6_{bilans}}} \right)^2 \right] \rightarrow \min \quad (5.36)$$

Tabela 5.9: Podsumowanie wyników dla równania modelowego wymiany ciepła w chłodnicy powietrza chłodzącego TCA.

Równanie modelowe	$\left(\frac{U \cdot A}{69.17 \cdot A} \right)_{TCA} = \left(\frac{\mu_a}{2.96 \cdot 10^{-5}} \right)^{-0.070} \left(\frac{\lambda_a}{4.33 \cdot 10^{-2}} \right)^{0.395} \left(\frac{c_{p_a}}{1.06} \right)^{0.948} \left(\frac{\dot{m}_{a10}}{31.96} \right)^{0.924} \left(\frac{\dot{m}_{WP4}}{10.90} \right)^{-0.158}$	
Strona czynnika roboczego	powietrze chłodzące	woda zasilająca
R^2	99.88%	99.96%
MAE	0.24 K	0.15 K
MRE	0.05%	0.02%

Powietrze z chłodnicy TCA wykorzystywane jest do chłodzenia wybranych wieńców turbinowych w części ekspansyjnej. Dokładne określenie dystrybucji czynnika chłodzącego w układzie łopatkowym turbiny gazowej jest zadaniem niezwykle złożonym i stanowi temat zaawansowanych badań naukowych [30], [56]. Dla uproszczenia modelu matematycznego założono, że udziały strumieni powietrza chłodzącego kierowanego do poszczególnych wieńców turbinowych są niezmiennie. Przyjęty rozdział powietrza wylotowego z chłodnicy TCA wzdłuż układu przepływowego części ekspansyjnej ujęto w Tab. 5.10. Przedstawione

założenia są zbieżne z danymi prezentowanymi w literaturze dla turbozespołów gazowych porównywalnej klasy [83], [84]. Pierwszy wieniec kierowniczy turbiny gazowej, z uwagi na najwyższy zakres temperatur pracy, charakteryzuje się największym udziałem natężenia przepływu powietrza chłodzącego. Udziały dla każdego kolejnego wieńca założono jako dwukrotnie mniejsze niż dla wieńca poprzedzającego.

Tabela 5.10: Założona dystrybucja powietrza wylotowego z chłodnicy TCA na potrzeby chłodzenia kolejnych wieńców turbinowych.

Stopień	Wieniec	Natężenie przepływu powietrza chłodzącego
pierwszy	kierowniczy	$\dot{m}_{a12} = 0.533 \cdot \dot{m}_{a10}$
pierwszy	wirujący	$\dot{m}_{a13} = 0.267 \cdot \dot{m}_{a10}$
drugi	wirujący	$\dot{m}_{a14} = 0.133 \cdot \dot{m}_{a10}$
trzeci	wirujący	$\dot{m}_{a15} = 0.067 \cdot \dot{m}_{a10}$

5.6 Charakterystyki sprężarki osiowej

Stworzenie wyczerpującego modelu matematycznego części sprężarkowej turbozespołu gazowego wymaga określenia indywidualnych charakterystyk przepływowych i sprawnościowych. Z reguły są to dane bardzo trudnodostępne, jako że producenci nie udostępniają publicznie szczegółowych zależności definiujących osiągi maszyny. Przykładowo w programie *GateCycle* dostępne są biblioteki charakterystyk turbozespołów gazowych, jednakże grupa uwzględnionych jednostek jest ograniczona i nie obejmuje najnowszych modeli obecnych na rynku [49]. Jedną z alternatyw może być wykorzystanie i dostosowanie charakterystyk ogólnych, które są szeroko dostępne w źródłach literaturowych [12], [30], [51], [101], [103], [122], [139], [167], [184]. Na podstawie dostępnych danych eksploatacyjnych można również podjąć próbę opracowania zależności indywidualnych.

Charakterystyki ogólne sprężarek osiowych tworzone są w oparciu o analizę bezwymiarową, która wykorzystuje parametry zredukowane. Pozwala to na porównywanie pracy maszyn o zbliżonej geometrii, ale także analizę osiągow danej sprężarki w warunkach innych niż znamionowe. Posługiwanie się parametrami zredukowanymi wymaga odniesienia aktualnych warunków pracy maszyny do wartości nominalnych [12], [122], [167].

Do najważniejszych parametrów zredukowanych należy zaliczyć:

a) spręż zredukowany,

$$\pi_{red} = \frac{\pi}{\pi_{nom}} \quad (5.37)$$

b) zredukowaną prędkość obrotową,

$$n_{red} = \frac{n}{n_{nom}} \sqrt{\frac{T_{nom}}{T}} \quad (5.38)$$

c) zredukowany przepływ masowy,

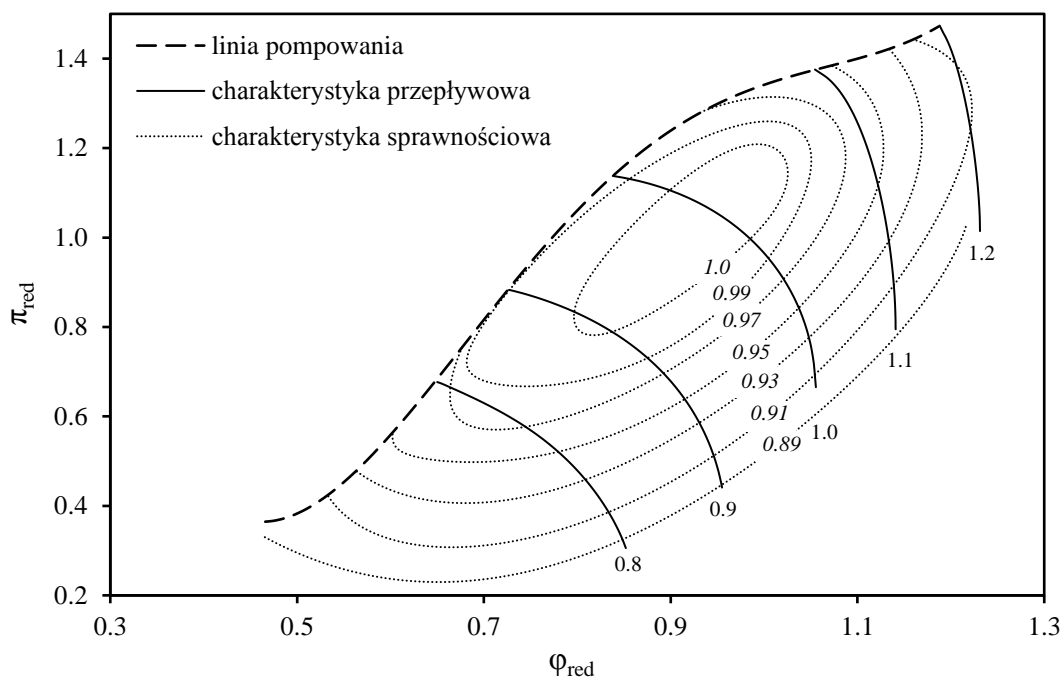
$$\varphi_{red} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{nom}} \frac{p_{nom}}{p} \sqrt{\frac{T}{T_{nom}}} \quad (5.39)$$

d) zredukowaną sprawność wewnętrzną.

$$\eta_{red} = \frac{\eta}{\eta_{nom}} \quad (5.40)$$

Charakterystyki ogólne sprężarek osiowych podawane są w odniesieniu do zredukowanych parametrów: sprężu π_{red} i strumienia masowego φ_{red} . Charakterystyka przepływowa ilustruje przebieg linii stałych zredukowanych prędkości obrotowych n_{red} , charakterystyka sprawnościowa – przebieg linii stałych zredukowanych sprawności wewnętrznych η_{red} . Jednoznaczne określenie punktu pracy sprężarki osiowej jest możliwe przy założeniu znajomości warunków otoczenia, parametrów nominalnych maszyny oraz natężenia przepływu powietrza wlotowego [12], [167]. Przykładową charakterystykę ogólną sprężarki osiowej przedstawiono na Rys. 5.11.

Dozwolony obszar pracy sprężarki osiowej zdefiniowany jest linią pompowania. Określa ona graniczne punkty, których przekroczenie może doprowadzić do wystąpienia pompażu w układzie przepływowym maszyny. Zjawisko to jest bardzo groźne i niepożądane podczas prowadzenia eksploatacji turbosespołu gazowego. W krytycznym przypadku może doprowadzić do rozprężenia maszyny i cofnięcia się płomienia wraz z gorącymi gazami spalinowymi w kierunku części sprężarkowej. Zjawisko pompażu jest szczególnie niebezpieczne podczas naboru prędkości obrotowej w trakcie rozruchu jednostki [18], [70], [103], [178]. Jak zaznaczono w pracy, analizowany turbosespół gazowy M701F5 wyposażony jest w szereg dodatkowych zabezpieczeń, w tym w zawory antypompażowe umiejscowione na rurociągach powietrza upustowego.



Rysunek 5.11: Przykładowa charakterystyka ogólna sprężarki osiowej [12].

Przebiegi linii stałych zredukowanych prędkości obrotowych n_{red} i stałych zredukowanych sprawności wewnętrznych η_{red} mają charakter zbliżony do elipsy. Próby modelowania matematycznego wskazanych przebiegów z wykorzystaniem ogólnego równania elipsy obecne są w literaturze [174], [175]. Na uwagę zasługuje praca [167], gdzie do opisu analitycznego charakterystyki przepływowej i sprawnościowej zastosowano równanie elipsy w formie zmodyfikowanej, która uwzględnia możliwość dowolnego przemieszczania się i obrotu rodziny elips w danym układzie współrzędnych. W pracy uwzględniono wpływ zmiennego kąta otwarcia kierownicy wlotowej i poboru powietrza upustowego. Co więcej, we wskazanej publikacji wykazano, że wartości charakterystyczne uzyskanego zbioru elips wykazują silną współzmiennność względem zredukowanych parametrów pracy sprężarki osiowej.

Z perspektywy modelowania matematycznego analizowanej sprężarki osiowej w szczególności istotne wydaje się uzyskanie zależności odzwierciedlających przebiegi poszczególnych linii pracy, które wynikają wprost z charakterystyk indywidualnych. Zgodnie z [178] zmiana położenia kierownicy wlotowej wpływa bezpośrednio na charakterystykę przepływową sprężarki osiowej. Kształt poszczególnych linii stałej zredukowanej prędkości obrotowej n_{red} nie ulega zmianie; dochodzi jedynie do ich przemieszczenia w kierunku początku układu współrzędnych wzdłuż osi poziomej. Wartość przesunięcia wynika ze zmiany natężenia przepływu powietrza wywołanego zmianą kąta ustawienia kierownicy wlotowej. Na podstawie rezultatów przedstawionych w [167] ustalono, że linie pracy sprężarki osiowej wynikające z charakterystyki przepływowej mają postać zbliżoną do przebiegów liniowych.

Z kolei linie pracy wynikające z charakterystyki sprawnościowej wykazują cechy zbliżone do przebiegów wielomianowych.

Zależności definiujące kolejne zredukowane parametry pracy (5.37), (5.38), (5.39), (5.40) zapisano zgodnie z przyjętymi oznaczeniami punktów bilansowych na Rys. 5.9. Spręż uzyskiwany w analizowanym układzie przyjęto jako stosunek ciśnień w przekrojach wylotowym i wlotowym maszyny (5.41).

$$\pi = \frac{p_{a9}}{p_{a2}} \quad (5.41)$$

W tworzonym modelu matematycznym turbozespołu gazowego rozpatrywano jedynie pracę jednostki przy prędkości synchronicznej. Zależność dla zredukowanej prędkości obrotowej (5.38) można zatem uprościć do postaci (5.42).

$$n_{red} = \sqrt{\frac{288.15}{T_{a2}}} \quad (5.42)$$

Wyznaczenie zredukowanego strumienia masowego powietrza (5.39) sprowadza się do odniesienia aktualnych warunków w przekroju wlotowym sprężarki osiowej do wartości nominalnych (5.43).

$$\varphi_{red} = \frac{\dot{m}_{a2}}{730.4} \frac{0.101325}{p_{a2}} \sqrt{\frac{T_{a2}}{288.15}} \quad (5.43)$$

Zredukowaną sprawność wewnętrzną sprężarki osiowej (5.40) określono w oparciu o sprawność izentropową wynikającą z bilansu układu przepływowego (5.26). Nominalne wartości sprężu i sprawności wewnętrznej wyznaczono w dalszej części pracy.

Charakterystyka przepływowa określa zależności pomiędzy zredukowanymi parametrami: sprężu π_{red} , strumienia masowego φ_{red} i prędkości obrotowej n_{red} . Linie pracy sprężarki osiowej, zgodnie z przedstawionymi wcześniej wnioskami, wyznaczono w oparciu o równanie modelowe opisujące rodzinę przebiegów liniowych (5.44). Współczynnik kierunkowy prostej sparametryzowano względem zredukowanej prędkości obrotowej n_{red} ; wyraz wolny – w stosunku do ciśnienia w przekroju wlotowym.

$$\pi_{red} = k_0 n_{red} \varphi_{red} + k_1 \left(\frac{0.101325}{p_{a2}} \right) \quad (5.44)$$

Współczynniki w równaniu (5.44) wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem ciśnienia w przekroju za sprężarką osiową jako (5.45). Podsumowanie osiągniętych

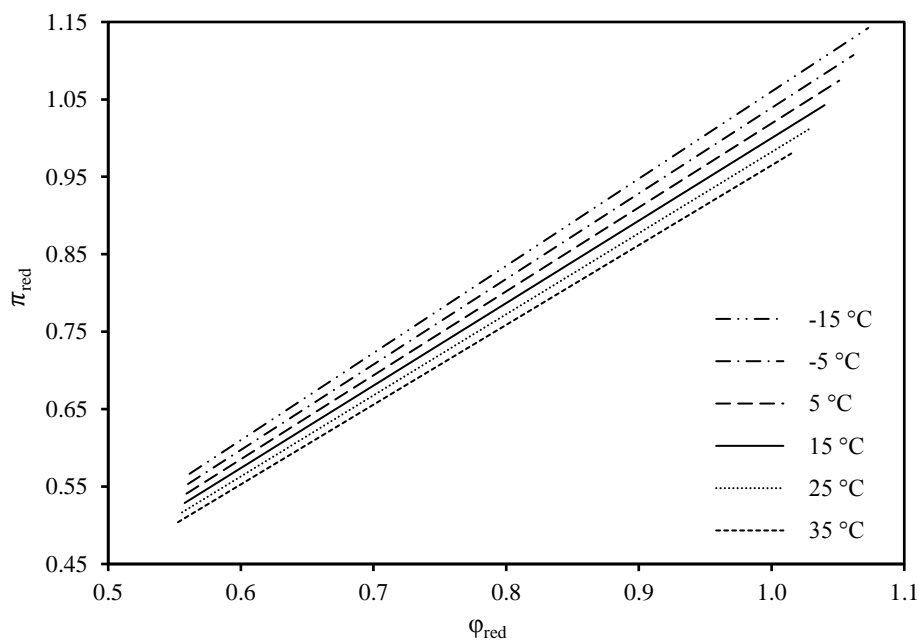
wyników przedstawiono w Tab. 5.11. Uzyskana zależność umożliwiła wyznaczenie sprężu nominalnego.

$$\sum (p_{a9_{dane}} - p_{a9_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (5.45)$$

Tabela 5.11: Podsumowanie wyników dla równania modelowego linii pracy wynikających z charakterystyki przepływowej sprężarki osiowej.

Równanie modelowe	$\pi_{red} = 1.065n_{red}\varphi_{red} - 0.065\left(\frac{0.101325}{p_{a2}}\right)$
Spręż nominalny	21.697
Współczynnik determinacji R^2	99.92%
Średni błąd bezwzględny MAE	$6.02 \cdot 10^{-3}$ MPa
Średni błąd względny MRE	0.40%

Równanie modelowe (5.44) określa przebiegi poszczególnych linii pracy wynikających wprost z charakterystyki przepływowej sprężarki osiowej. Przykładowe przebiegi, które odzwierciedlają wpływ zmiennej temperatury atmosferycznej na osiągi analizowanej jednostki, przedstawiono na Rys. 5.11. Osiągany spręż rośnie wraz ze spadkiem temperatury zewnętrznej, co wynika ze wzrostu gęstości czynnika roboczego na wlocie do układu przepływowego.



Rys.5.11: Przykładowe przebiegi linii pracy wynikających z charakterystyki przepływowej względem temperatury otoczenia.

Charakterystyka sprawnościowa określa związek pomiędzy zredukowanymi parametrami: sprężu π_{red} , strumienia masowego ϕ_{red} i sprawności wewnętrznej η_{red} . Równanie modelowe linii pracy sprężarki osiowej, zgodnie z przedłożonymi uprzednio wnioskami, oparto na zależności opisującej rodzinę przebiegów wielomianowych w postaci ogólnej (5.46).

$$\eta_{red} = k_0\pi_{red}^2 + k_1\pi_{red} + k_2 \quad (5.46)$$

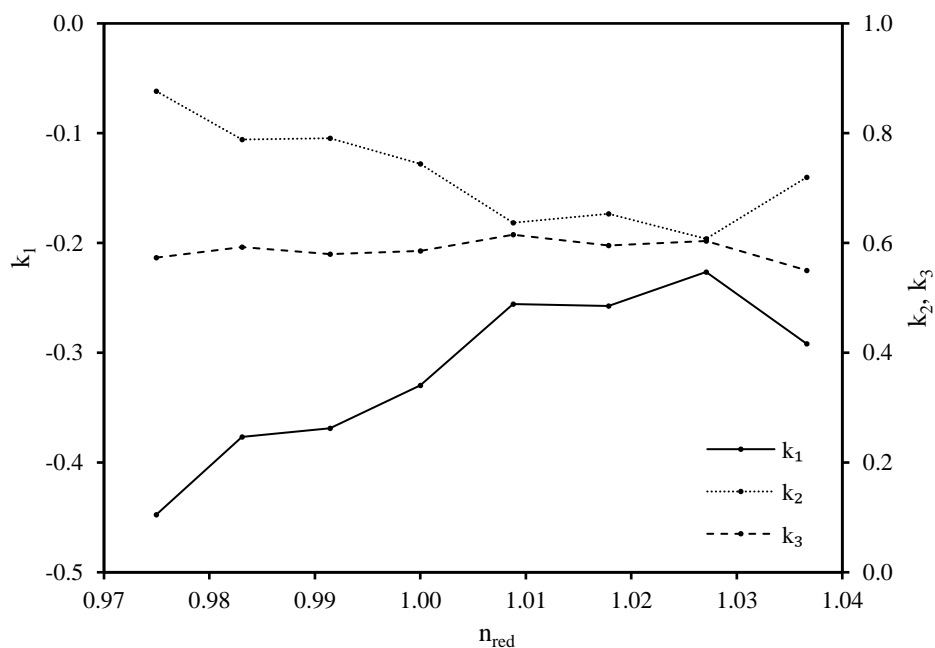
Z uwagi na indywidualny charakter przebiegów zredukowanej sprawności wewnętrznej η_{red} względem poszczególnych zredukowanych prędkości obrotowych n_{red} zrezygnowano z dodatkowej parametryzacji współczynników równania modelowego (5.46). Do dalszej analizy wybrano osiem równoodległych serii danych bilansowych, które odpowiadały temperaturom wlotowym w przedziale od -5°C do 30°C . Współczynniki w równaniu modelowym (5.46) wyznaczono niezależnie dla każdego zestawu danych bilansowych dla kolejnych wartości zredukowanej prędkości obrotowej n_{red} . Rozwiązywane zagadnienia optymalizacyjne zdefiniowano względem temperatury w przekroju za sprężarką osiową jako (5.47).

$$\sum (T_{a9_{dane}} - T_{a9_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (5.47)$$

W rezultacie uzyskano zestaw ośmiu równań opisujących rodzinę zależności wielomianowych wiążących zredukowane parametry sprężu π_{red} i sprawności wewnętrznej η_{red} dla kolejnych serii zredukowanej prędkości obrotowej n_{red} . Każda z otrzymanych zależności cechowała się indywidualnie dobranymi parametrami równania wielomianowego zgodnie z Rys. 5.12. Podsumowanie osiągniętych wyników dla modelu analitycznego charakterystyki sprawnościowej przedstawiono w Tab. 5.12. Uzyskany zestaw zależności umożliwił wyznaczenie nominalnej sprawności sprężarki osiowej.

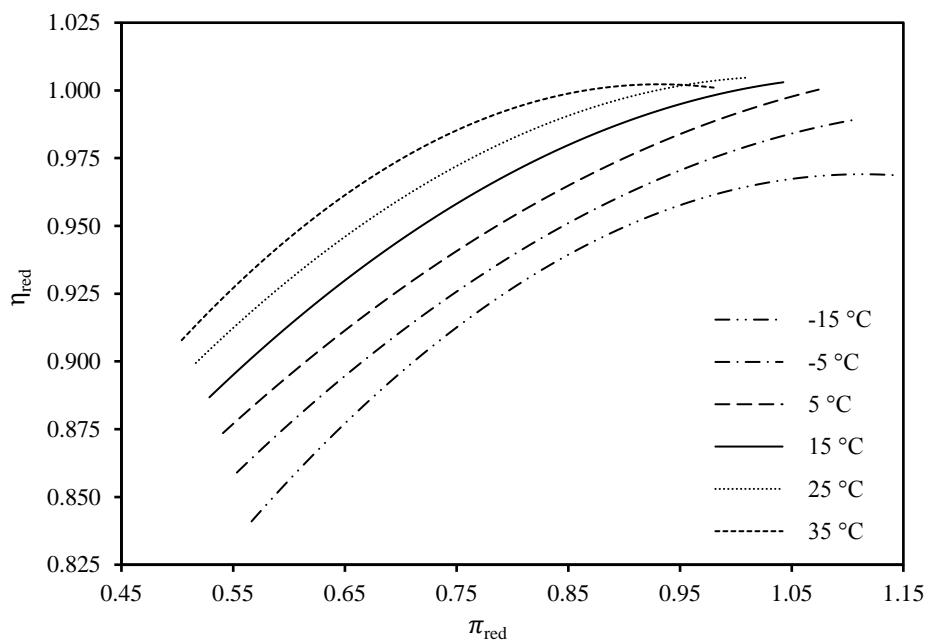
Tabela 5.12: Podsumowanie wyników dla równania modelowego przebiegów linii pracy wynikających z charakterystyki sprawnościowej sprężarki osiowej.

Równanie modelowe	$\eta_{red} = k_1\pi_{red}^2 + k_2\pi_{red} + k_3$ (parametry równania modelowego zgodnie z Rys. 5.12)
Sprawność nominalna	91.20%
Współczynnik determinacji R^2	99.90%
Średni błąd bezwzględny MAE	0.45 K
Średni błąd względny MRE	0.07%



Rysunek 5.12: Parametry w równaniu modelowym dla linii pracy wynikających z charakterystyki sprawnościowej.

Równanie modelowe (5.46) opisujące rodzinę przebiegów wielomianowych umożliwiło uzyskanie poszczególnych linii pracy wynikających wprost z charakterystyki sprawnościowej. Przykładowe przebiegi, które odzwierciedlają wpływ zmiennej temperatury atmosferycznej na osiągi analizowanej sprężarki osiowej, przedstawiono na Rys. 5.13.

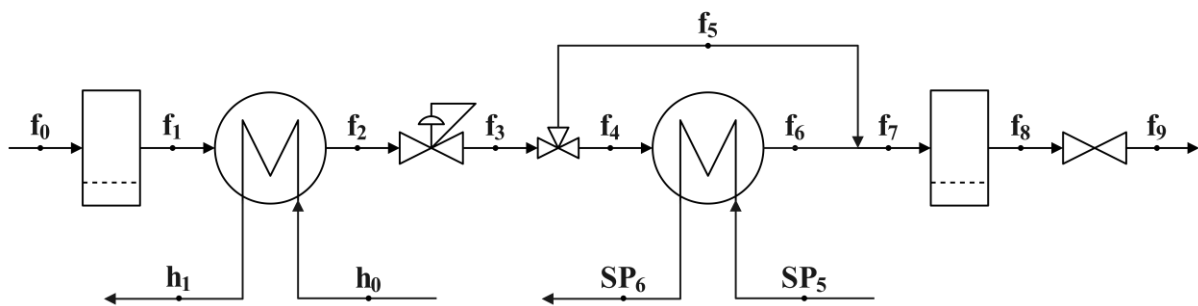


Rysunek 5.13: Przykładowe przebiegi linii pracy wynikających z charakterystyki sprawnościowej względem temperatury otoczenia.

Należy zaznaczyć, że uzyskane zależności mogą ulec dezaktualizacji wraz z postępującą degradacją stanu technicznego układu przepływowego maszyny. Opracowany zestaw charakterystyk indywidualnych sprężarki osiowej może tym samym stanowić cenną informację, która pozwoli w przyszłości na diagnostykę układu cieplno-przepływowego zespołu turbiny gazowej.

5.7 Układ paliwa gazowego

Rolą układu przygotowania i podgrzewu paliwa gazowego jest zapewnienie odpowiednich parametrów gazu ziemnego kierowanego do turbozespołu gazowego. Schemat zastępczy instalacji zlokalizowanych w obrębie bloku gazowo-parowego wraz z przyjętymi oznaczeniami punktów bilansowych przedstawiono na Rys. 5.14. W modelu matematycznym zawarto przede wszystkim zestawy równań opisujących pracę w warunkach zmienionych dla podgrzewaczy wstępnych i właściwych oraz reduktorów ciśnienia, a także straty ciśnienia w poszczególnych częściach układu.



Rysunek 5.14: Schemat zastępczy układu paliwa gazowego modelowanego turbozespołu gazowego M701F5.

Paliwo gazowe w pierwszej kolejności przepływa przez jeden z dwóch równoległych filtrów wstępnych, których zadaniem jest wychwycenie i zatrzymanie ewentualnych zanieczyszczeń w postaci cząstek stałych i wilgoci. Za układem filtracyjnym zlokalizowany jest system pomiarów ciągłych, gdzie analizowane są parametry fizyko-chemiczne gazu ziemnego, w tym udziały poszczególnych składników, wartość opałowa i ciepło spalania. Paliwo gazowe kierowane jest dalej do jednego z dwóch równoległych ciągów pomiarowych. W skład każdej linii wchodzi zestaw dwóch szeregowo umiejscowionych przepływomierzy: turbinowego i ultradźwiękowego. Natężenie przepływu paliwa do turbozespołu gazowego wyznaczane jest jako średnia wskazań wyszczególnionych mierników.

W normalnym układzie pracy podgrzew wstępny gazu ziemnego realizowany jest w dwóch redundantnych podgrzewaczach przeciwprądowych typu płaszczowo-rurowego. Zadaniem

pierwszego stopnia podgrzewu jest zapewnienie odpowiedniej temperatury gazu ziemnego, pozwalającej na bezpieczną eksploatację reduktorów ciśnienia zlokalizowanych w dalszej części instalacji. Czynnikiem grzewczym jest woda cyrkulująca w zamkniętym układzie ekonomizera kotła odzysknicowego. Układ automatycznej regulacji utrzymuje stały przepływ na poziomie 43 kg/s i temperaturę zasilania 55°C przed podgrzewaczami gazu. Szczegółowy opis omawianego systemu zawarto w rozdziale 6.7. Całkowita powierzchnia wymiany ciepła dla jednego podgrzewacza wstępnego wynosi 83 m² [38].

Model matematyczny podgrzewacza wstępnego sporządzono w oparciu o analityczno-empiryczny model wymiany ciepła w warunkach zmienionych przedstawiony w rozdziale 6.2. Strumień ciepła przekazany w podgrzewaczu wstępnym w stanie ustalonym określony jest równaniami bilansowymi dla strony gazu ziemnego (5.48) i wody grzewczej (5.49) oraz równaniem Pécleta wykorzystującym średnią logarytmiczną różnicę temperatur dla wymiennika przeciwprądowego (5.50).

$$\dot{Q}_{EKT} = \dot{m}_{f1}(h_{f2} - h_{f1}) \quad (5.48)$$

$$\dot{Q}_{EKT} = \dot{m}_{h0}(h_{h0} - h_{h1}) \quad (5.49)$$

$$\dot{Q}_{EKT} = (U \cdot A)_{EKT} \frac{(T_{h0} - T_{f2}) - (T_{h1} - T_{f1})}{\ln\left(\frac{T_{h0} - T_{f2}}{T_{h1} - T_{f1}}\right)} \quad (5.50)$$

Iloczyn współczynnika i powierzchni wymiany ciepła aproksymowano z wykorzystaniem zależności empirycznej (5.51). Lepkość dynamiczną, przewodność cieplną i ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu uśredniano względem końców wymiennika ciepła. Parametry nominalne ustalono jako wartości uśrednione dla dostępnego zbioru danych bilansowych.

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A}\right)_{EKT} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_{f_{nom}}}\right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_f}{\lambda_{f_{nom}}}\right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_f}}{c_{p_{f_{nom}}}}\right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{f1}}{\dot{m}_{f1_{nom}}}\right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{h0}}{\dot{m}_{h0_{nom}}}\right)^{k_5} \quad (5.51)$$

Współczynniki w równaniu (5.51) wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem temperatury czynników roboczych za podgrzewaczem wstępnym jako (5.52). Podsumowanie wyników dla strony gazu ziemnego i wody grzewczej przedstawiono w Tab. 5.13.

$$\sum \left[\left(\frac{T_{f2\,dane} - T_{f2\,model}}{T_{f2\,dane}} \right)^2 + \left(\frac{T_{h1\,dane} - T_{h1\,model}}{T_{h1\,dane}} \right)^2 \right] \rightarrow \min \quad (5.52)$$

Tabela 5.13: Podsumowanie wyników dla równania modelowego wymiany ciepła w podgrzewaczu wstępnym paliwa gazowego.

Równanie modelowe	$\left(\frac{U \cdot A}{74.88 \cdot A} \right)_{EKT} = \left(\frac{\mu_f}{1.21 \cdot 10^{-5}} \right)^{0.049} \left(\frac{\lambda_f}{3.93 \cdot 10^{-2}} \right)^{0.001} \left(\frac{c_{p_f}}{2.58} \right)^{0.573} \left(\frac{\dot{m}_{f1}}{12.69} \right)^{0.715} \left(\frac{\dot{m}_{h0}}{42.71} \right)^{-0.026}$	
Strona czynnika roboczego	gaz ziemny	woda grzewcza
R^2	99.72%	99.99%
MAE	0.05 K	0.02 K
MRE	0.02%	0.01%

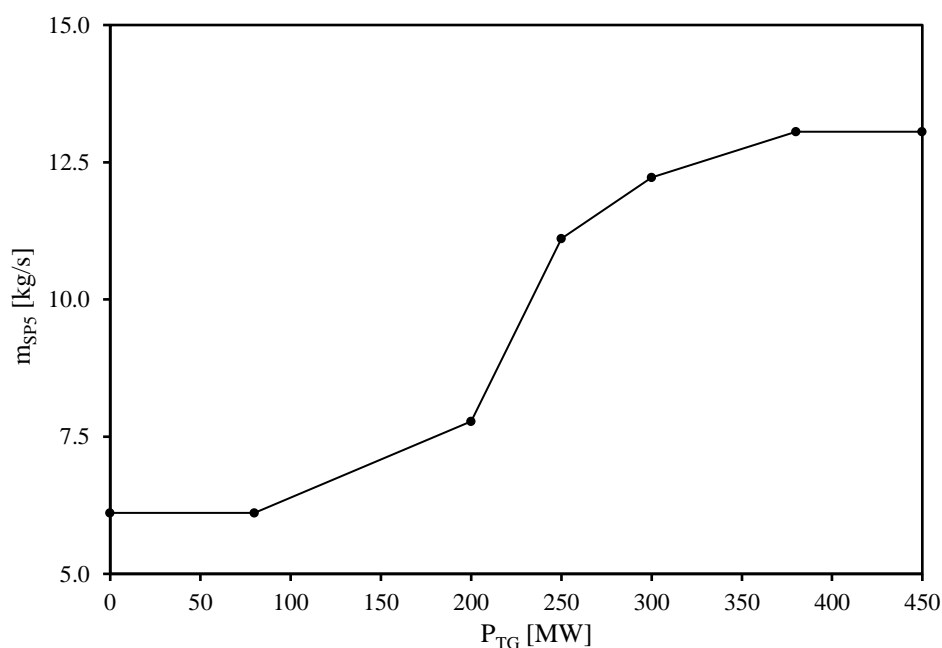
Paliwo gazowe z za podgrzewaczy wstępnych przepływa w kierunku dwóch równoległych reduktorów ciśnienia typu membranowego. Główna linia redukcji zapewnia stałe ciśnienie wylotowe gazu ziemnego równe 4.55 MPa. Linia rezerwowa przejmuje regulację jedynie w przypadku wystąpienia zakłóceń w linii głównej. Reduktor rezerwowy charakteryzuje się niższą nastawą ciśnienia wylotowego gazu ziemnego równą 4.27 MPa. Izentalpowemu rozprężaniu gazu rzeczywistego, zgodnie z efektem Joule’a-Thomsona, towarzyszy zmiana temperatury [145]. W przypadku gazu ziemnego jest to tzw. efekt dodatni, którego wynikiem jest ochłodzenie czynnika roboczego. W modelu matematycznym turbozespołu gazowego założono pracę głównej linii regulacji ciśnienia. Zestaw równań modelowych dla wskazanego reduktora ciśnienia oparto na zależnościach opisujących zjawisko dławienia izentalpowego [145]. Porównanie wyników wygenerowanych na podstawie modelu matematycznego względem rzeczywistych danych pomiarowych przedstawiono w Tab. 5.14. Średni współczynnik efektu Joule’a-Thomsona wyznaczony w oparciu o dostępne dane bilansowe wyniósł 4.6°C/MPa.

Tabela 5.14: Podsumowanie wyników dla zestawu równań modelowych reduktora ciśnienia gazu ziemnego.

Równanie modelowe	$T_{f3} = T(p_{f3}, h_{f2})$
Współczynnik determinacji R^2	99.55%
Średni błąd bezwzględny MAE	0.28 K
Średni błąd względny MRE	0.09%

Gaz ziemny o zredukowanym ciśnieniu kierowany jest w dalszej kolejności do układu podgrzewu właściwego, który stanowią dwa połączone szeregowo wymienniki ciepła wraz z linią obejściową regulatora temperatury. Podgrzewacze właściwe wykonano jako wymienniki przeciwprądowe typu płaszczowo-rurowego. Czynnikiem grzewczym jest woda zasilająca pobierana z układu kotła odzysknicowego sprzed walczaka średnioprężnego. Całkowita powierzchnia wymiany ciepła podgrzewaczy właściwych wynosi 2022.3 m² [38].

Żądana temperatura gazu ziemnego za podgrzewaczami właściwymi wynosi 235°C niezależnie od punktu pracy układu. W przypadku pracy turbozespołu gazowego z obciążeniem częściowym regulator w linii obejściowej podgrzewaczy właściwych pozostaje w pozycji zamkniętej kierując przepływ paliwa gazowego wyłącznie poprzez wymienniki ciepła. Temperatura gazu ziemnego do układu komór spalania wynika wtedy jedynie z natężenia przepływu i temperatury wody zasilającej pobieranej z układu kotła odzysknicowego. W obszarze najwyższych obciążeń jednostki niezbędne jest uruchomienie przepływu gazu ziemnego w linii obejściowej podgrzewaczy właściwych, tak aby zapewnić temperaturę paliwa gazowego zgodnie z nastawą systemu regulacji. Wymagane natężenie przepływu po stronie wody zasilającej wyznaczone jest w systemie sterowania jednostki na podstawie charakterystyki przedstawionej na Rys. 5.15. Woda zasilająca z układu podgrzewaczy właściwych kierowana jest do zbiornika kondensatu w części wodno-parowej bloku gazowo-parowego.



Rysunek 5.15: Wymagane natężenie przepływu wody zasilającej do podgrzewaczy właściwych paliwa gazowego [38].

Model matematyczny podgrzewaczy właściwych paliwa gazowego sporządzono w oparciu o analityczno-empiryczny model wymiany ciepła przedstawiony w rozdziale 6.2. Strumień ciepła przekazany w podgrzewaczach właściwych w stanie ustalonym określono równaniami bilansowymi dla strony gazu ziemnego (5.53) i wody zasilającej (5.54) oraz równaniem Pécleta wykorzystującym średnią logarytmiczną różnicę temperatur dla wymiennika przeciwprądowego (5.55).

$$\dot{Q}_{EKC} = \dot{m}_{f4}(h_{f6} - h_{f4}) \quad (5.53)$$

$$\dot{Q}_{EKC} = \dot{m}_{SP5}(h_{SP5} - h_{SP6}) \quad (5.54)$$

$$\dot{Q}_{EKC} = (U \cdot A)_{EKC} \frac{(T_{SP5} - T_{f6}) - (T_{SP6} - T_{f4})}{\ln \left(\frac{T_{SP5} - T_{f6}}{T_{SP6} - T_{f4}} \right)} \quad (5.55)$$

Iloczyn współczynnika i powierzchni wymiany ciepła wyznaczano zgodnie z zależnością empiryczną (5.56). Lepkość dynamiczną, przewodność cieplną i ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu uśredniano względem końców wymiennika ciepła. Parametry nominalne ustalono jako wartości uśrednione dla dostępnego zbioru danych bilansowych.

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A} \right)_{EKC} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_{f_{nom}}} \right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_f}{\lambda_{f_{nom}}} \right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_f}}{c_{p_{f_{nom}}}} \right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{f4}}{\dot{m}_{f4_{nom}}} \right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{SP5}}{\dot{m}_{SP5_{nom}}} \right)^{k_5} \quad (5.56)$$

Współczynniki w równaniu (5.56) uzyskano rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem temperatury czynników roboczych za podgrzewaczami właściwymi paliwa gazowego jako (5.57). Podsumowanie wyników dla strony gazu ziemnego i wody zasilającej przedstawiono w Tab. 5.15.

$$\sum \left[\left(\frac{T_{f6_{dane}} - T_{f6_{model}}}{T_{f6_{dane}}} \right)^2 + \left(\frac{T_{SP6_{dane}} - T_{SP6_{model}}}{T_{SP6_{dane}}} \right)^2 \right] \rightarrow \min \quad (5.57)$$

Natężenie przepływu paliwa gazowego w linii obejściowej podgrzewaczy właściwych wyznaczono bazując na bilansie cieplno-przepływowym układu zgodnie z przedstawioną charakterystyką pracy regulatora temperatury (5.58).

$$\dot{m}_{f5} = \dot{m}_{f7} \frac{h_{f6} - h_{f7}}{h_{f6} - h_{f5}} \quad (5.58)$$

Tabela 5.15: Podsumowanie wyników dla równania modelowego wymiany ciepła w podgrzewaczach właściwych paliwa gazowego.

Równanie modelowe	$\left(\frac{U \cdot A}{291.90 \cdot A}\right)_{EKC} = \left(\frac{\mu_f}{1.47 \cdot 10^{-5}}\right)^{0.052} \left(\frac{\lambda_f}{5.53 \cdot 10^{-2}}\right)^{0.831} \left(\frac{c_{p_f}}{2.69}\right)^{2.003} \left(\frac{\dot{m}_{f4}}{12.15}\right)^{0.702} \left(\frac{\dot{m}_{SP5}}{8.75}\right)^{0.141}$	
Strona czynnika roboczego	gaz ziemny	woda zasilająca
R^2	99.95%	99.96%
MAE	0.10 K	0.10 K
MRE	0.02%	0.03%

Gaz ziemny o wymaganych parametrach jest w ostatnim etapie kierowany poprzez filtr końcowy i regulator całkowitego natężenia przepływu paliwa do zaworów regulacyjnych pierścieni zasilających dysze paliwowe w komorach spalania.

Straty ciśnienia w układzie zasilania paliwa gazowego określono w oparciu o analizę przedstawioną przez wykonawcę instalacji oraz rzeczywiste dane pomiarowe. Ciśnienie gazu ziemnego w kolejnych przekrojach bilansowych wyznaczano z wykorzystaniem przekształconej postaci równania Darcy'ego-Weisbacha (5.4).

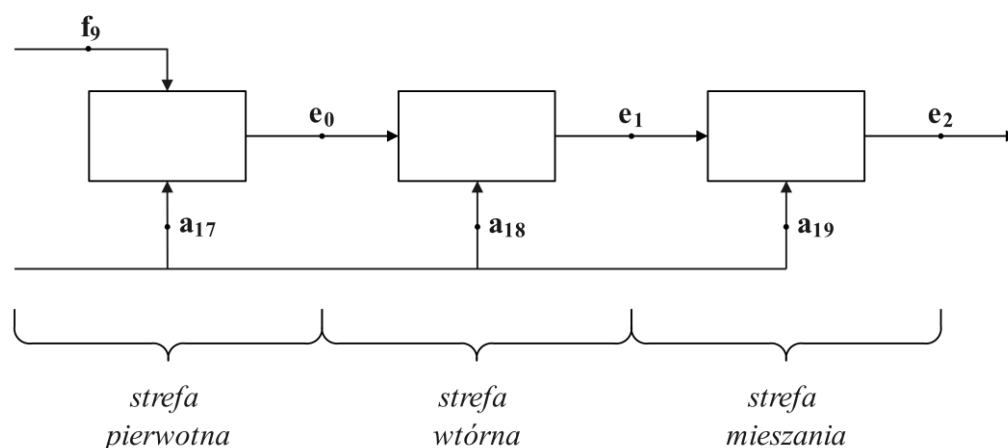
5.8 Zespół komór spalania

Proces spalania paliwa gazowego prowadzony jest w dwudziestu sekwencyjnych komorach spalania typu pierścieniowo-rurowego umiejscowionych wokół kadłuba turbozespołu gazowego. W każdej z komór spalania zlokalizowane są cztery dysze paliwa gazowego: pilotowa, główne A i B oraz typu cylindrycznego. Do każdej z grup dysz paliwo gazowe doprowadzane jest z poszczególnych pierścieni zasilających zgodnie z obciążeniem wyznaczanym przez regulator nadrzędny. W przypadku jednostek analizowanej serii M701F5 zastosowano niskoemisyjne komory typu DLN (ang. *dry low NO_x*). Organizacja procesu spalania z wykorzystaniem wskazanej technologii pozwala na znaczną redukcję emisji zanieczyszczeń do poziomu 25 ppm dla tlenków azotu i 10 ppm dla tlenku węgla przy 15% udziale tlenu w spalinach wylotowych [3], [38], [115]. Komory spalania typu DLN są obecnie najszerzej stosowane wśród wiodących producentów turbozespołów gazowych dużej mocy [52]. MHPS podaje jednocześnie, że układy spalania w jednostkach z rodziny F już dzisiaj są przystosowane do współspalania wodoru [62].

Technologia spalania niskoemisyjnego DLN w turbozespołach gazowych polega na wstępnym wymieszaniu paliwa i powietrza, co skutkuje obniżeniem temperatury wewnątrz

komory. Organizacja samego procesu wymusza także minimalizację czasu przebywania gorących produktów spalania w strefie najwyższych temperatur. Wskazane aspekty przyczyniają się do znacznej redukcji emisji tlenków azotu. Spalanie mieszanin ubogich jest jednakże poważnym wyzwaniem w kwestii emisji tlenku węgla i węglowodorów wyższych rzędów. Problem dotyczy w głównej mierze pracy turbozespołów gazowych z obciążeniem częściowym (szczególnie poniżej 40-50% mocy nominalnej). Prowadzenie procesu spalania w komorach typu DLN wymaga stosowania precyzyjnych systemów regulacji w kwestii kontroli współczynnika nadmiaru powietrza. W celu uniknięcia zaniku płomienia wykorzystuje się zaawansowane układy sterowania położeniem kierownicy wlotowej i zaworów regulacyjnych upustów sprężarki osiowej [18], [52], [70], [94], [178].

Omówiona w dalszej części pracy dystrybucja powietrza i paliwa w obrębie komór spalania pozwala wyodrębnić w każdej nich trzy fundamentalne strefy: pierwotną, wtórną i mieszania [94], [104], [139]. Uproszczony schemat zastępczy komory spalania wraz z przyjętymi oznaczeniami punktów bilansowych przedstawiono na Rys. 5.16. Model matematyczny układu obejmuje w głównej mierze równania bilansowe wyszczególnionych stref.



Rysunek 5.16: Schemat zastępczy układu komór spalania modelowanego turbozespołu gazowego M701F5.

W strefie pierwotnej komory spalania, gdzie wprowadzane jest paliwo gazowe, współczynnik nadmiaru powietrza (EAC, ang. *excess air coefficient*) jest bliski jedności. Podstawowym zadaniem strefy pierwotnej jest stworzenie takich warunków przepływu, aby zainicjować stabilny proces spalania paliwa i zapewnić turbulentne wymieszanie powstałych gorących gazów spalinowych [94], [104], [139]. Prędkość powietrza wylotowego za ostatnim stopniem sprężarki osiowej oscyluje w granicach 150-170 m/s i wymusza zastosowanie dyfuzorów, których zadaniem jest wyhamowanie strumienia do ok. 25 m/s przed wprowadzeniem do układu dysz paliwowych [104], [139]. Zmniejszenie prędkości

powietrza wylotowego z za sprężarki osiowej skutkuje stratą ciśnienia. Na potrzeby modelu matematycznego przyjęto, że względna strata ciśnienia w dyfuzorze Δp_{ks1} wynosi 1%. Do strefy pierwotnej kierowany jest strumień powietrza stechiometrycznego, który wyliczany jest na podstawie natężenia przepływu paliwa gazowego (5.59).

$$\dot{m}_{a17} = f(\dot{m}_{f9}, EAC = 1.0) \quad (5.59)$$

Parametry termodynamiczne gazów spalinowych za strefą pierwotną komory spalania wyznaczano w oparciu o zestaw równań bilansowych (5.60), (5.61), (5.62). Proces doprowadzania ciepła skutkuje zwiększeniem objętości i prędkości czynnika roboczego, dlatego też dla analizowanej strefy przyjęto względną stratę ciśnienia Δp_{ks2} równą 1% (5.61) [104]. Sprawność komory spalania η_{ks} założono na poziomie 99.6% zgodnie z danymi dostępnymi w bibliotece programu *GateCycle* dla turbospołu gazowego M701F4 [49]. Straty wynikają przede wszystkim ze strat ciepła do otoczenia, rzadziej z uwagi na niecałkowity lub niezupełny przebieg procesu spalania. Wielkość strat wynikająca z założonej sprawności całkowitej jest zbieżna z danymi dostępnymi w literaturze (od 0.4% do 1.0%) [104], [139].

$$\dot{m}_{e0} = \dot{m}_{a17} + \dot{m}_{f9} \quad (5.60)$$

$$p_{e0} = (1 - \Delta p_{ks2})p_{a17} \quad (5.61)$$

$$h_{e0} = \frac{\eta_{ks}\dot{m}_{f9}LHV + \dot{m}_{a17}h_{a17}}{\dot{m}_{a17} + \dot{m}_{f9}} \quad (5.62)$$

Do strefy wtórnej kierowana jest część powietrza uprzednio wykorzystana w celu chłodzenia elementów komory spalania narażonych na pracę w zakresie najwyższych temperatur. Rolą strefy wtórnej jest odpowiednie wprowadzenie dodatkowej ilości powietrza, pozwalającej na sfinalizowanie procesu spalania paliwa [94], [104], [139]. Strumień powietrza wtórnego wyznaczany jest tak, aby osiągnąć niewielki współczynnik nadmiaru powietrza założony na poziomie 1.2 (5.63) [104].

$$\dot{m}_{a18} = f(\dot{m}_{f9}, EAC = 1.2) \quad (5.63)$$

Proces mieszania gazów spalinowych stechiometrycznych i powietrza wtórnego założono jako izobaryczny. Obliczenia w strefie wtórnej komory spalania prowadzono w sposób analogiczny bilansując strumienie masy i energii (5.64), (5.65).

$$\dot{m}_{e1} = \dot{m}_{e0} + \dot{m}_{a18} \quad (5.64)$$

$$h_{e1} = \frac{\dot{m}_{e0}h_{e0} + \dot{m}_{a18}h_{a18}}{\dot{m}_{e0} + \dot{m}_{a18}} \quad (5.65)$$

Do strefy mieszania, której zadaniem jest uśrednienie temperatury gorących gazów spalinowych, kierowana jest pozostała część powietrza wylotowego z za sprężarki osiowej (5.66) [94], [104], [139].

$$\dot{m}_{a19} = \dot{m}_{a9} - \dot{m}_{a10} - \dot{m}_{a16} - \dot{m}_{a17} - \dot{m}_{a18} \quad (5.66)$$

Parametry termodynamiczne wyznaczano w oparciu o zestaw równań bilansowych (5.67), (5.68), (5.69). W strefie mieszania przyjęto względną stratę ciśnienia Δp_{KS3} równą 1% wynikającą z odprowadzenia gazów spalinowych w kierunku części ekspansyjnej turbozespołu gazowego (5.70) [104].

$$\dot{m}_{e2} = \dot{m}_{e1} + \dot{m}_{a19} \quad (5.67)$$

$$p_{e2} = (1 - \Delta p_{KS3})p_{e1} \quad (5.68)$$

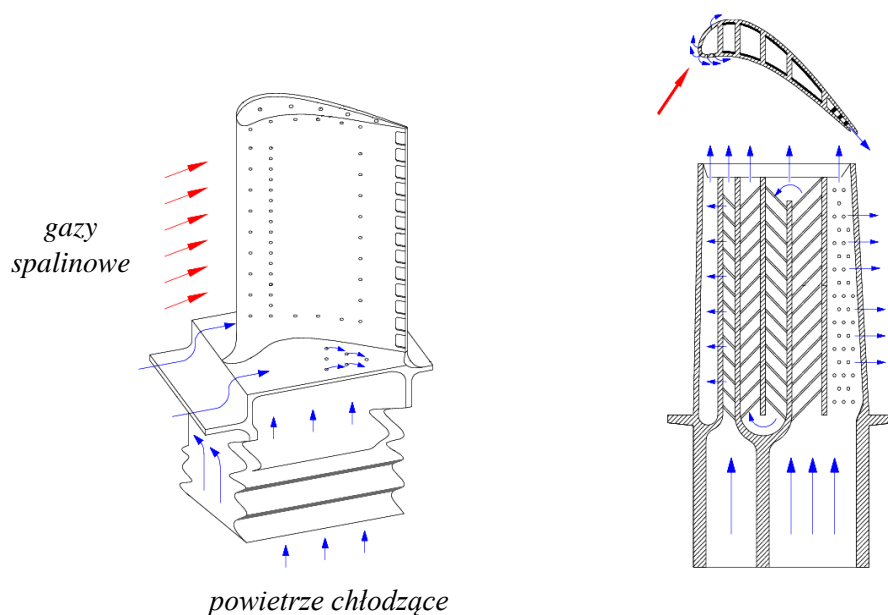
$$h_{e2} = \frac{\dot{m}_{e1}h_{e1} + \dot{m}_{a19}h_{a19}}{\dot{m}_{e1} + \dot{m}_{a19}} \quad (5.69)$$

5.9 Linia ekspansji gazów spalinowych

W skład części ekspansyjnej analizowanego turbozespołu gazowego wchodzi cztery stopnie turbinowe. Nominalna temperatura gazów spalinowych na wlocie do pierwszego stopnia wynosi 1500°C. Wartość ta wykracza zdecydowanie poza zakres wytrzymałości i żaroodporności możliwych do zastosowania materiałów, nawet przy wykorzystaniu zaawansowanych pokryć TBC. Determinuje to wdrożenie dodatkowych rozwiązań technologicznych mających na celu ochronę i wydłużenie żywotności łopatek turbiny gazowej [12], [18]. W przypadku jednostki M701F5 zastosowano układy chłodzenia w obiegu otwartym dla pierwszego, drugiego i trzeciego stopnia turbinowego. Czynnikiem chłodzącym jest powietrze pobierane z części sprężarkowej. Czwarty stopień turbinowy nie jest chłodzony. Rozwój technologiczny turbozespołów gazowych w obszarze układów chłodzenia stopni

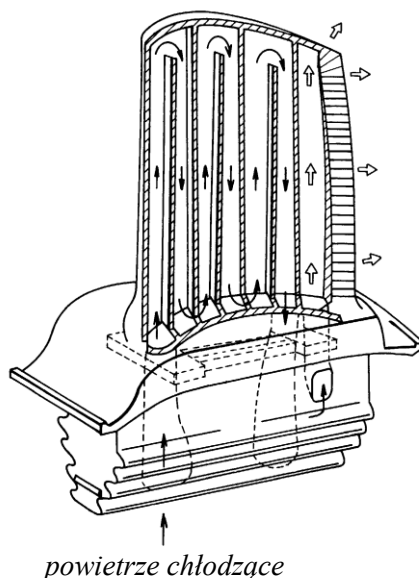
turbinowych stanowi podstawowe wyzwanie w kwestii modelowania matematycznego części ekspansyjnej.

Wieńce pierwszego stopnia turbinowego chłodzone są z wykorzystaniem metody filmu powietrznego. Strumień silnie turbulentnego powietrza przepływa w pierw poprzez ożebrowane kanały odbierając ciepło od wewnętrznej powierzchni łopatki turbinowej. W dalszej kolejności czynnik chłodzący wypływa otworami umiejscowionymi na ścianie zewnętrznej tworząc barierę wokół profilu łopatki. Znaczna część powietrza odprowadzana jest wzdłuż krawędzi natarcia. Zadaniem wytworzonej warstwy jest niedopuszczenie do bezpośredniego kontaktu gazów spalinowych i powierzchni metalu. Metoda chłodzenia konwekcyjno-błonowego charakteryzuje się wysoką efektywnością i pozwala utrzymać temperaturę metalu łopatek w bezpiecznym zakresie przy stosunkowo niewielkim udziale powietrza chłodzącego [5], [30], [53], [65]. Przebieg chłodzenia łopatki turbinowej metodą filmu powietrznego przedstawiono na Rys. 5.17.



Rysunek 5.17: Przebieg chłodzenia łopatki turbinowej metodą filmu powietrznego [53].

Wieńce drugiego i trzeciego stopnia turbinowego chłodzone są z wykorzystaniem metody serpentykowej. Powietrze chłodzące przepływa poprzez układ kanałów wewnętrznych zarówno w kierunku wzdłużnym od stopki ku wierzchołkowi, jak i w kierunku poprzecznym. Chłodzenie powierzchni wewnętrznych łopatki turbinowej realizowane jest na drodze konwekcyjnej wymiany ciepła. Czynnik chłodzący odprowadzany jest wzdłuż krawędzi spływu [5], [30], [52], [70]. Przebieg chłodzenia łopatki turbinowej metodą serpentykową przedstawiono na Rys. 5.18.



Rysunek 5.18: Przebieg chłodzenia łopatki turbinowej metodą serpentykową [111].

Modelowanie matematyczne przebiegu chłodzenia stopni turbinowych jest zadaniem o znacznym stopniu trudności. Wynika to z konieczności stosowania zaawansowanych modeli w dziedzinie wymiany ciepła i wymaga dostępu do szczegółowych informacji dotyczących organizacji samego procesu. Rozwiązaniem, które znalazło szerokie zastosowanie w tworzonych modelach obliczeniowych, jest wyznaczenie natężenia strumieni czynnika chłodzącego, pozwalającego na utrzymanie zadanej temperatury układu łopatkowego w zależności od warunków pracy części ekspansyjnej [56]. Należy jednak zauważyć, że uzyskiwane wyniki mogą okazać się nieadekwatne podczas analizy osiągnięć rzeczywistej jednostki w warunkach innych niż nominalne. W przypadku pracy turbozespołów gazowych z obciążeniem częściowym przepływ powietrza upustowego z części sprężarkowej może być istotnie większy w związku z określonym reżimem prowadzenia procesu spalania i minimalizacją ryzyka pompażu. Wpływ chłodzenia układu łopatkowego na przebieg linii ekspansji można uznać za pomijalny w porównaniu do procesów mieszania czynników roboczych w obrębie wieńców turbinowych [27]. W tworzonym modelu matematycznym części ekspansyjnej nie rozpatrywano wprost zagadnień wymiany ciepła. Natężenie poszczególnych strumieni powietrza chłodzącego wyznaczano w oparciu o równania modelowe (5.20), (5.21), (5.29) i Tab. 5.10.

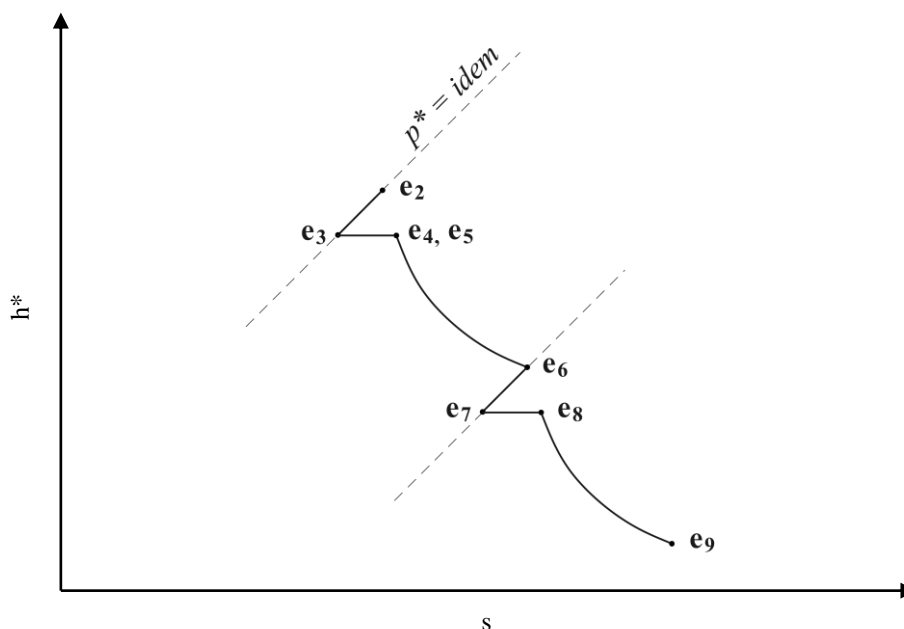
W dostępnych źródłach literaturowych wyodrębnić można dwie główne koncepcje modelowania matematycznego linii ekspansji w turbinie gazowej z otwartym obiegiem chłodzenia. Pierwsza grupa modeli opiera się na założeniu, że praca wykonywana

przez czynnik roboczy wzdłuż profilu przepływowego stopnia turbinowego ma charakter ciągły [17], [32], [45]. Istotną cechą omawianego podejścia jest przybliżenie rozkładu temperatur stagnacji czynnika roboczego funkcją ciągłą. Prowadzi to do niedoszacowania różnicy temperatur pomiędzy gazami spalinowymi i powierzchnią łopatki w wieńcu kierowniczym i przeszacowania tej różnicy w wieńcu wirującym; średnia dla całego stopnia turbinowego jest jednakże zachowana. Wykorzystanie tej koncepcji modelowania wymaga podziału linii ekspansji na niewielkie interwały ciśnienia, w których prowadzone są obliczenia. Druga grupa modeli literaturowych opiera się na dyskretnej analizie pracy kolejnych stopni turbinowych [58], [66]. Głównym założeniem tych modeli jest rozdzielenie ekspansji czynnika roboczego i procesu chłodzenia łopatek turbinowych. Straty ciśnienia i temperatury, które wynikają z mieszania gazów spalinowych i powietrza chłodzącego, przypisane są na końcu linii ekspansji za danym stopniem turbinowym. Wyszczególnione koncepcje modelowania matematycznego, z uwagi na ograniczenia wynikające z przyjętych założeń, różnią się obszarem zalecanego zastosowania i dokładnością uzyskiwanych wyników [107]. Pierwsza grupa modeli wykorzystywana jest przede wszystkim do przybliżania osiągow stopnia turbinowego w warunkach znacznie odbiegających od warunków nominalnych. Druga grupa modeli umożliwia z kolei szczegółowy opis osiągow stopnia turbinowego w konkretnym przypadku obciążenia jednostki. Obok dwóch głównych nurtów modelowania linii ekspansji należy wskazać także na podejście bazujące na ustanowionych tablicach empirycznych [178]. Wszystkie trzy grupy modeli literaturowych zostały poddane szczegółowej analizie w pracy [137]. Każdą z koncepcji wykorzystano do opisu pracy szesnastu turbozespołów gazowych podzielonych na cztery klasy mocy od 20 MW do 180 MW. Analizowane parametry pracy jednostek obejmowały: moc elektryczną, sprawność wewnętrzną i temperaturę wylotową. Każdy z przedstawionych modeli matematycznych linii ekspansji charakteryzował się średnim błędem względnym poniżej 3% dla wskazanych parametrów. Należy zaznaczyć, że przeprowadzona analiza ograniczała się jedynie do wyznaczenia osiągow w nominalnych punktach obciążenia turbozespołów gazowych.

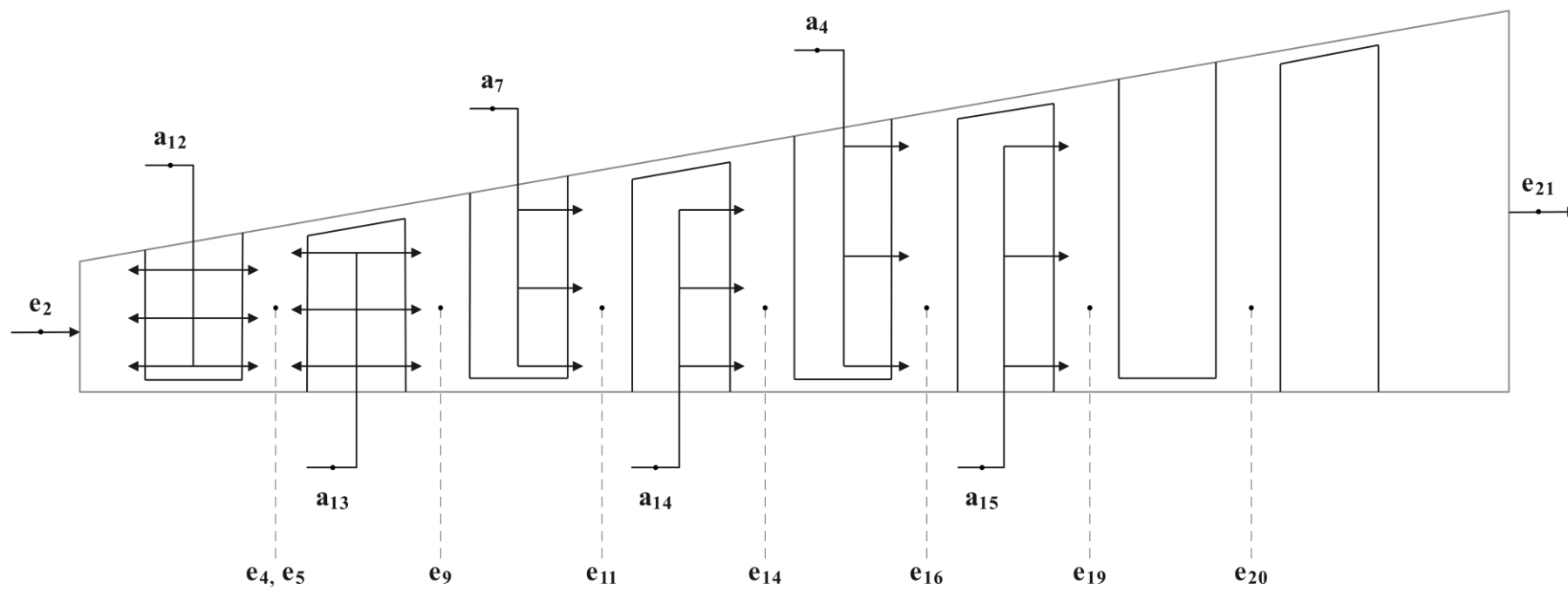
W opracowanym modelu matematycznym linii ekspansji połączono zalety dwóch głównych koncepcji wskazanych powyżej. Wieńce kierowniczy i wirujący każdego stopnia turbinowego rozpatrywano osobno. Założono, że praca wykonywana przez czynnik roboczy wzdłuż profilu przepływowego stopnia turbinowego ma charakter dyskretny i zachodzi jedynie w wieńcach wirujących maszyny. Określono wielkości strat ciśnienia i temperatury wynikających z mieszania gazów spalinowych i powietrza chłodzącego. Proponowana koncepcja charakteryzuje się reorganizacją porządku kolejnych przemian termodynamicznych

dla wieńców turbinowych chłodzonych metodą filmu powietrznego. Uproszczony schemat zastępczy części ekspansyjnej turbozespołu gazowego przedstawiono na Rys. 5.20.

W wieńcu kierowniczym pierwszego stopnia turbinowego, zgodnie z przyjętymi założeniami, czynnik roboczy nie wykonuje pracy. Zmiany parametrów termodynamicznych wynikają jedynie z przebiegu procesu mieszania gazów spalinowych i powietrza chłodzącego. Linię ekspansji dla wieńca wirującego pierwszego stopnia turbinowego podzielono na dwa etapy zgodnie z przyjętym rozdziałem strumienia czynnika chłodzącego. Pierwszy etap zakłada ekspansję gazów spalinowych z częściowym udziałem powietrza, bez uwzględnienia strat wynikających z mieszania czynników. Drugi etap zakłada ekspansję gazów spalinowych przy całkowitym udziale powietrza chłodzącego. Straty ciśnienia i temperatury wynikające z mieszania czynników roboczych w obrębie rozważanego wieńca umiejscowiono pomiędzy dwoma wskazanymi etapami ekspansji gazów spalinowych. Chłodzenie z wykorzystaniem metody filmu powietrznego jest procesem ciągłym, zachodzącym wzdłuż profilu łopatki. Powietrze chłodzące wypływa w poszczególnych przekrojach stopniowo mieszając się z gazami spalinowymi. Rozdział całkowitego strumienia czynnika chłodzącego koresponduje więc z rzeczywistym przebiegiem zjawiska. Straty ciśnienia i temperatury dla rozważanego wieńca wirującego umiejscowiono na drodze ekspansji, co pozwala na pewne uśrednienie wyznaczanych wielkości w stosunku do całego wieńca. Przebieg linii ekspansji dla pierwszego stopnia turbinowego przedstawiono na Rys. 5.19.



Rysunek 5.19: Przebieg linii ekspansji dla pierwszego stopnia turbinowego.



Rysunek 5.20: Schemat zastępczy części ekspansyjnej modelowanego turbosopłu gazowego M701F5.

Ciąg kolejnych przemian termodynamicznych w opracowanym modelu linii ekspansji dla pierwszego stopnia turbinowego obejmuje:

$e_2 - e_3$ – wieniec kierowniczy: strata temperatury,

$e_3 - e_4$ – wieniec kierowniczy: strata ciśnienia,

$e_4 - e_5$ – wieniec wirujący: pierwszy etap ekspansji (bez uwzględnienia strat mieszania),

$e_5 - e_6$ – wieniec wirujący: strata temperatury,

$e_6 - e_7$ – wieniec wirujący: strata ciśnienia,

$e_7 - e_8$ – wieniec wirujący: drugi etap ekspansji (po uwzględnieniu strat mieszania).

Linia $e_2 - e_3$ obrazuje stratę temperatury wynikającą z mieszania gazów spalinowych i powietrza chłodzącego w obrębie wieńca kierowniczego. Parametry w punkcie e_3 wyznaczano w oparciu o zasady zachowania masy i energii całkowitej dla procesu izobarycznego (5.70), (5.71).

$$\dot{m}_{e3} = \dot{m}_{e2} + \dot{m}_{a12} \quad (5.70)$$

$$h_{e3}^* = \frac{\dot{m}_{e2} h_{e2}^* + \dot{m}_{a12} h_{a12}^*}{\dot{m}_{e3}} \quad (5.71)$$

Linia $e_3 - e_4$ ilustruje stratę ciśnienia powstałą w wyniku mieszania gazów spalinowych i powietrza chłodzącego w obrębie rozważanego wieńca. Strata ciśnienia wyznaczana jest na podstawie zasady zachowania pędu (5.72). Lokalną liczbę Macha dla przepływu w obszarze mieszania, której definicję wykorzystano podczas przekształceń algebraicznych, założono jako wartość stałą, równą 0.8 [32], [45]. Pozostałe parametry w punkcie e_4 wyznaczano w odniesieniu do procesu izentalpowego.

$$p_{e4}^* = \frac{p_{e2}^*}{1 + 0.64 \frac{\dot{m}_{a12}}{\dot{m}_{e3}} \kappa(p_{e3}^*, T_{e3}^*)} \quad (5.72)$$

W punkcie e_5 , zgodnie z przyjętymi założeniami, dochodzi do wstępnego mieszania strumieni gazów spalinowych i powietrza chłodzącego przed wieńcem wirującym (5.73). W rozważanym przekroju bilansowym nie uwzględnia się strat ciśnienia i temperatury powstałych w procesie mieszania czynników roboczych. Parametry termodynamiczne w punkcie e_5 odpowiadają wartościom w punkcie e_4 .

$$\dot{m}_{e5} = \dot{m}_{e4} + \frac{\dot{m}_{a13}}{2} \quad (5.73)$$

Na linii $e_5 - e_6$ rozpatrywano pierwszy etap ekspansji gazów spalinowych w obrębie wieńca wirującego. Parametry w punkcie e_6 wyznaczano zgodnie z zestawem równań modelowych (5.74), (5.75).

$$p_{e6}^* = \frac{p_{e5}^* + p_{e10}^*}{2} \quad (5.74)$$

$$h_{e6}^* = h_{e5}^* - \frac{h_{e5}^* - h(p_{e6}^*, s_{e5}^*)}{\eta_{eksp}} \quad (5.75)$$

Linia $e_6 - e_7$ obrazuje stratę temperatury powstałą w wyniku mieszania gazów spalinowych i powietrza chłodzącego w obrębie wieńca wirującego. Parametry termodynamiczne w punkcie e_7 wyznaczano w oparciu o zasady zachowania masy i energii całkowitej dla procesu izobarycznego (5.76), (5.77).

$$\dot{m}_{e7} = \dot{m}_{e6} + \frac{\dot{m}_{a13}}{2} \quad (5.76)$$

$$h_{e7}^* = \frac{\dot{m}_{e6} h_{e6}^* + \dot{m}_{a13} h_{a13}^*}{\dot{m}_{e7}} \quad (5.77)$$

Linia $e_7 - e_8$ ilustruje stratę ciśnienia powstałą w wyniku mieszania gazów spalinowych i powietrza chłodzącego w obrębie wieńca wirującego. Stratę ciśnienia i parametry termodynamiczne czynnika roboczego wyznaczano analogicznie jak w przypadku wieńca kierowniczego (5.78).

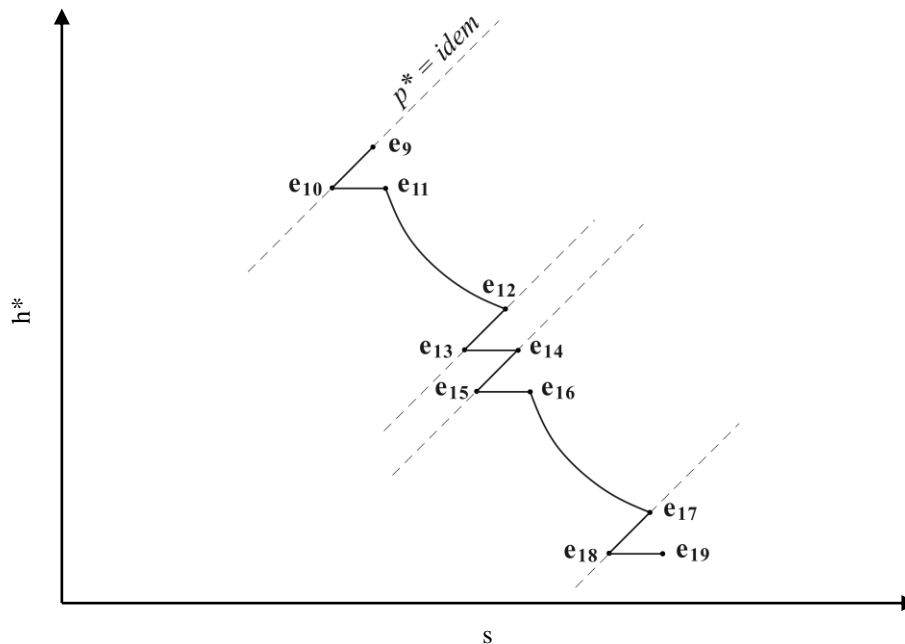
$$p_{e8}^* = \frac{p_{e7}^*}{1 + 0.64 \frac{\dot{m}_{a13}}{\dot{m}_{e7}} \kappa(p_{e7}^*, T_{e7}^*)} \quad (5.78)$$

Na linii $e_8 - e_9$ rozpatrywano drugi etap ekspansji gazów spalinowych w obrębie wieńca wirującego do wartości ciśnienia stagnacji w przestrzeni międzystopniowej (5.79).

$$h_{e9}^* = h_{e8}^* - \frac{h_{e8}^* - h(p_{e9}^*, s_{e8}^*)}{\eta_{eksp}} \quad (5.79)$$

W wieńcach kierowniczych drugiego i trzeciego stopnia turbinowego czynnik roboczy również nie wykonuje pracy. Zmiany parametrów termodynamicznych związane są wyłącznie z przebiegiem procesów mieszania gazów spalinowych i powietrza chłodzącego. W przypadku wieńców wirujących analizowanych stopni turbinowych linię ekspansji zamodelowano jako jednostopniową. Powietrze chłodzące odprowadzane jest w rejonie krawędzi splywu

łopatek turbinowych. Straty ciśnienia i temperatury wynikające z procesu mieszania czynników roboczych rozważano zatem za linią ekspansji w danym wieńcu wirującym. Umieszczenie wskazanych strat odzwierciedla charakter rzeczywistego procesu. Przebieg linii ekspansji dla drugiego i trzeciego stopnia turbinowego przedstawiono na Rys. 5.21.



Rysunek 5.21: Przebieg linii ekspansji dla drugiego i trzeciego stopnia turbinowego.

Ciąg kolejnych przemian termodynamicznych w opracowanym modelu linii ekspansji dla drugiego i trzeciego stopnia turbinowego obejmuje:

- e₉ – e₁₀ – wieniec kierowniczy: strata temperatury,
- e₁₀ – e₁₁ – wieniec kierowniczy: strata ciśnienia,
- e₁₁ – e₁₂ – wieniec wirujący: ekspansja,
- e₁₂ – e₁₃ – wieniec wirujący: strata temperatury,
- e₁₃ – e₁₄ – wieniec wirujący: strata ciśnienia,
- e₁₄ – e₁₅ – wieniec kierowniczy: strata temperatury,
- e₁₅ – e₁₆ – wieniec kierowniczy: strata ciśnienia,
- e₁₆ – e₁₇ – wieniec wirujący: ekspansja,
- e₁₇ – e₁₈ – wieniec wirujący: strata temperatury,
- e₁₈ – e₁₉ – wieniec wirujący: strata ciśnienia.

Porządek przemian termodynamicznych dla drugiego i trzeciego stopnia turbinowego jest identyczny. W dalszej części pracy zaprezentowano zestaw równań modelowych linii ekspansji

dla wieńców kierowniczego i wirującego drugiego stopnia turbinowego. Obliczenia dla trzeciego stopnia turbinowego przebiegają w sposób analogiczny.

Linia $e_9 - e_{10}$ obrazuje stratę temperatury powstałą w wyniku mieszania gazów spalinowych i powietrza chłodzącego w obrębie wieńca kierowniczego. Parametry termodynamiczne w punkcie e_{10} wyznaczano w oparciu o zasady zachowania masy i energii całkowitej dla procesu izobarycznego (5.80), (5.81).

$$\dot{m}_{e_{10}} = \dot{m}_{e_9} + \dot{m}_{a_7} \quad (5.80)$$

$$h_{e_{10}}^* = \frac{\dot{m}_{e_9} h_{e_9}^* + \dot{m}_{a_7} h_{a_7}^*}{\dot{m}_{e_{10}}} \quad (5.81)$$

Linia $e_{10} - e_{11}$ ilustruje stratę ciśnienia powstałą w wyniku mieszania gazów spalinowych i powietrza chłodzącego w obrębie wieńca kierowniczego. Stratę ciśnienia i pozostałe parametry termodynamiczne czynnika roboczego wyznaczano analogicznie jak w przypadku pierwszego stopnia turbinowego (5.82).

$$p_{e_{11}}^* = \frac{p_{e_{10}}^*}{1 + 0.64 \frac{\dot{m}_{a_7}}{\dot{m}_{e_{10}}} \kappa(p_{e_{10}}^*, T_{e_{10}}^*)} \quad (5.82)$$

Na linii $e_{11} - e_{12}$ rozpatrywano ekspansję gazów spalinowych w obrębie wieńca wirującego. Ciśnienie końcowe ekspansji ustalono uwzględniając stratę ciśnienia za wieńcem wirującym na podstawie znanego ciśnienia w przestrzeni międzystopniowej (5.83). Wykładnik izentropy w równaniu (5.83) wyznaczano na podstawie ciśnienia i temperatury w przekroju przed wieńcem wirującym. Uproszczenie to nie wpływa w znaczący sposób na uzyskiwane wyniki z uwagi na niewielką zmienność parametru w rozpatrywanym zakresie; pozwala natomiast uniknąć obliczeń iteracyjnych.

$$p_{e_{12}}^* = p_{e_{14}}^* \left[1 + 0.64 \frac{\dot{m}_{a_{14}}}{\dot{m}_{e_{11}} + \dot{m}_{a_{14}}} \kappa(p_{e_{11}}^*, T_{e_{11}}^*) \right] \quad (5.83)$$

$$h_{e_{12}}^* = h_{e_{11}}^* - \frac{h_{e_{11}}^* - h(p_{e_{12}}^*, s_{e_{11}}^*)}{\eta_{eksp}} \quad (5.84)$$

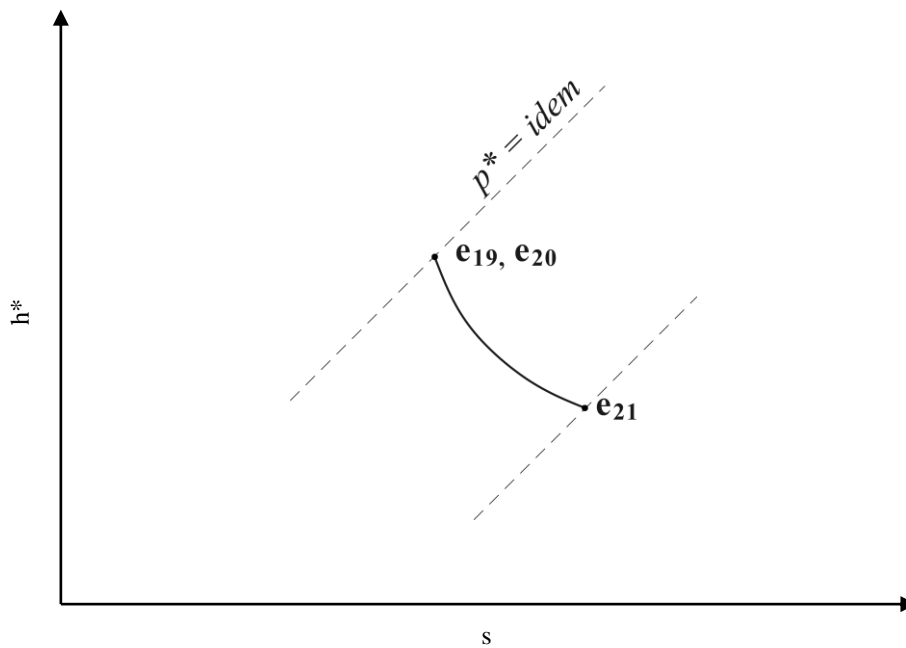
Linia $e_{12} - e_{13}$ obrazuje stratę temperatury powstałą w wyniku mieszania gazów spalinowych i powietrza chłodzącego w obrębie wieńca wirującego. Parametry termodynamiczne w punkcie e_{13} wyznaczano w oparciu o zasady zachowania masy i energii całkowitej dla procesu izobarycznego (5.85), (5.86).

$$\dot{m}_{e13} = \dot{m}_{e12} + \dot{m}_{a14} \quad (5.85)$$

$$h_{e13}^* = \frac{\dot{m}_{e12} h_{e12}^* + \dot{m}_{a14} h_{a14}^*}{\dot{m}_{e13}} \quad (5.86)$$

Linia $e_{13} - e_{14}$ ilustruje stratę ciśnienia powstałą w wyniku mieszania gazów spalinowych i powietrza chłodzącego w obrębie wieńca wirującego. Parametry termodynamiczne czynnika roboczego wyznaczano w odniesieniu do procesu izentalpowego. Ciśnienie końcowe odpowiada znanej wartości ciśnienia międzystopniowego za wieńcem wirującym.

Czwarty stopień turbinowy pracuje w zakresie temperatur, który nie wymaga stosowania dodatkowych rozwiązań w zakresie układów chłodzenia. Podobnie jak w przypadku stopni poprzedzających, założono, że czynnik roboczy wykonuje pracę jedynie w wieńcu wirującym. Przebieg linii ekspansji dla czwartego stopnia turbinowego przedstawiono na Rys. 5.22.



Rysunek 5.22: Przebieg linii ekspansji dla czwartego stopnia turbinowego.

Parametry termodynamiczne gazów spalinowych w przekroju e_{20} za wieńcem kierowniczym odpowiadają wartościom w przekroju e_{19} . Na linii $e_{20} - e_{21}$ rozpatrywano ekspansję czynnika roboczego w obrębie wieńca wirującego (5.87). Ciśnienie końcowe odpowiada ciśnieniu za częścią ekspansyjną turbozespołu gazowego.

$$h_{e21}^* = h_{e20}^* - \frac{h_{e20}^* - h(p_{e21}^*, s_{e20}^*)}{\eta_{\text{eksp}}} \quad (5.87)$$

Przedstawione równania modelowe dla części ekspansyjnej turbozespołu gazowego skonstruowano w odniesieniu do parametrów stagnacji, wyznaczanych w oparciu o izentropowy proces konwersji energii kinetycznej na energię wewnętrzną [145], [155]. Prędkość przepływu gazów spalinowych w przekroju obliczeniowym na wlocie do turbiny gazowej uzyskano na podstawie równania ciągłości (5.88). Ciśnienie stagnacji w przekrojach obliczeniowych odpowiadających przestrzeniom międzystopniowym wyznaczano przyjmując stały rozkład izentropowego spadku entalpii właściwej stagnacji dla poszczególnych stopni turbinowych. Niezbędne informacje z zakresu geometrii układu przepływowego części ekspansyjnej przedstawiono w rozdziale 5.10.

$$u_{e2} = \frac{\dot{m}_{e2}}{A_{e2}\rho_{e2}} \quad (5.88)$$

Rzeczywistą moc wewnętrzną turbiny gazowej zdefiniowano jako sumę wielkości uzyskanych w kolejnych etapach ekspansji czynnika roboczego (5.89). Sposób wyznaczania mocy teoretycznej i sprawności wewnętrznej przedstawiono w rozdziale 5.10.

$$(N_{turb})_r = \sum_{i=5,8,11,16,20} \dot{m}_{e_i} (h_{e_{i+1}}^* - h_{e_i}^*) \quad (5.89)$$

Przedłożony zestaw równań modelowych linii ekspansji wraz ze sporządzonymi w rozdziale 5.11 charakterystykami indywidualnymi stanowi wyczerpujący i definitywny opis pracy części ekspansyjnej turbozespołu gazowego w szerokim zakresie obciążeń jednostki. Obliczenia prowadzone są z wykorzystaniem algorytmu iteracyjnego. Jednostkowa sprawność ekspansji wyznaczana jest dla każdej kolejnej pętli obliczeniowej na podstawie uzyskanego residuum względnego sprawności wewnętrznych: odczytanej z charakterystyki turbiny gazowej (5.106) i wynikającej z bilansu układu przepływowego w danej iteracji. Warunkiem zakończenia obliczeń iteracyjnych jest spełnienie zależności (5.90).

$$|(\eta_{turb})_{charakterystyka} - (\eta_{turb})_{bilans}| < 10^{-6} \quad (5.90)$$

5.10 Moc teoretyczna i sprawność stopnia turbinowego

Sprawność wewnętrzna stopnia turbinowego definiowana jest jako stosunek mocy rzeczywistej do mocy teoretycznej. Wyznaczenie mocy teoretycznej stopnia turbinowego niechłodzonego opiera się na analizie izentropowego procesu rozprężania gazów spalinowych [145], [155], [186]. W przypadku stopnia turbinowego z otwartym układem chłodzenia określenie mocy

teoretycznej jest zagadnieniem niejednoznacznym. Najistotniejszym wyzwaniem jest wskazanie przebiegu idealnego procesu mieszania strumieni gazów spalinowych i czynnika chłodzącego, który to stanowiłby uniwersalny proces porównawczy.

Wiodący producenci turbozespołów gazowych posługują się jedną z dwóch głównych definicji sprawności wewnętrznej. Pierwsza koncepcja wykorzystuje model osobnej ekspansji czynników roboczych. W modelu tym zakłada się, że strumienie gazów spalinowych i czynnika chłodzącego rozprężają się osobno i izentropowo do ciśnienia końcowego. Moc teoretyczna stopnia turbinowego wyznaczana jest jako suma mocy uzyskanych w izentropowych procesach ekspansji gazów spalinowych i czynnika chłodzącego [54]. Drugie podejście opiera się na założeniu, że strumienie czynników roboczych mieszają się izobarycznie przy ciśnieniu gazów spalinowych. Moc teoretyczna stopnia turbinowego wyznaczana jest na podstawie izentropowego procesu ekspansji mieszaniny do ciśnienia końcowego [186]. Wśród modeli literaturowych wskazać należy również na inne możliwe do zastosowania podejścia. Jednym z nich jest wyznaczanie ciśnienia mieszaniny gazów spalinowych i czynnika chłodzącego jako wartości średnioważonej w odniesieniu do strumieni masowych [186]. Ostatnia z analizowanych koncepcji opiera się na uwarunkowaniach wynikających z drugiej zasady termodynamiki. Przebieg idealnego procesu mieszania gazów spalinowych i czynnika chłodzącego zakładany jest jako izentropowy [57]. W obu przypadkach moc teoretyczna stopnia turbinowego wyznaczana jest na drodze izentropowego rozprężania mieszaniny do ciśnienia końcowego. Wśród przedłożonych koncepcji należy wyróżnić dwie główne kategorie modeli matematycznych. Do pierwszej z nich zalicza się model osobnej ekspansji czynników roboczych, w którym nie rozpatruje się procesu mieszania gazów spalinowych i czynnika chłodzącego. Pozostałe rozwiązania tworzą drugą z kategorii, która opiera się na wyznaczaniu parametrów zastępczych mieszaniny czynników roboczych w obrębie układów łopatkowych.

Wskazane powyżej modele literaturowe, z uwagi na przyjęte założenia, mogą okazać się nieadekwatne podczas wyznaczania mocy teoretycznej i sprawności wewnętrznej stopnia turbinowego z układem chłodzenia w obiegu otwartym. Dla modelu osobnej ekspansji czynników roboczych wykazano, że w określonych warunkach pracy stopnia turbinowego obliczona moc teoretyczna może być mniejsza od mocy rzeczywistej [186]. Dla ostatniego z przywołanych modeli [57] uzyskiwane są istotnie niższe wartości sprawności wewnętrznych, co budzi pewne wątpliwości odnośnie stosowności opisu matematycznego względem przebiegu rzeczywistego procesu. Szczegółowe analizy i porównania wskazanych modeli matematycznych można odnaleźć w licznych pracach w tym zakresie [7], [57], [82], [186].

Na potrzeby budowy modelu obliczeniowego części ekspansyjnej wykorzystano model wyznaczania mocy teoretycznej i sprawności wewnętrznej stopni turbinowych z otwartymi układami chłodzenia, który bazuje na trzech fundamentalnych zasadach zachowania: masy, pędu i energii całkowitej [172]. Zastosowane rozwiązanie uwzględnia wpływ zmiennych parametrów termodynamicznych zarówno po stronie gazów spalinowych, jak i czynnika chłodzącego. W przeciwieństwie do przywołanego modelu w pełni odwracalnego [57], w przyjętym procesie mieszania czynników roboczych dopuszcza się generację entropii. Wykorzystane podejście należy zaliczyć do drugiej z kategorii omawianych modeli matematycznych. Obliczenia sprowadzają się do wyznaczenia parametrów zastępczych mieszaniny gazów spalinowych i czynnika chłodzącego.



Rysunek 5.23: Schemat procesu mieszania gazów spalinowych i czynnika chłodzącego.

Stosując oznaczenia przyjęte na Rys. 5.23. zapisano fundamentalne równania pozwalające na wyznaczenie mocy teoretycznej i sprawności wewnętrznej dla stopni turbinowych z otwartymi układami chłodzenia [172]:

a) zasada zachowania masy,

$$\dot{m}_m = \dot{m}_e + \dot{m}_a \quad (5.91)$$

b) zasada zachowania pędu,

$$A_m(p_m + \rho_m u_m^2) = A_e(p_e + \rho_e u_e^2) + A_a(p_a + \rho_a u_a^2) \quad (5.92)$$

c) zasada zachowania energii całkowitej.

$$\dot{m}_m \left(h_m + \frac{u_m^2}{2} \right) = \dot{m}_e \left(h_e + \frac{u_e^2}{2} \right) + \dot{m}_a \left(h_a + \frac{u_a^2}{2} \right) \quad (5.93)$$

Dla każdego z przekrojów obliczeniowych, które odpowiadają poszczególnym strumieniom czynników roboczych, można również zapisać równanie ciągłości w postaci ogólnej (5.94).

$$\dot{m}_i = A_i \rho_i u_i \quad (5.94)$$

Analiza przedstawionego układu równań modelowych wskazuje, że do jego rozwiązania niezbędna jest znajomość wielkości związanych z geometrią układu przepływowego turbiny gazowej. W większości przypadków, gdy takie informacje nie są w pełni dostępne, zadowalające wyniki uzyskać można wprowadzając pewne uproszczenia [172]:

- a) energia kinetyczna czynnika chłodzącego jest pomijalnie mała w stosunku do energii kinetycznej gazów spalinowych,
- b) przekrój obliczeniowy dla przepływu czynnika chłodzącego jest pomijalnie mały w stosunku do przekrojów obliczeniowych dla przepływu gazów spalinowych i mieszaniny, które można uznać za porównywalne (5.95).

$$A_m \approx A_e \quad (5.95)$$

Obliczenia prowadzone są w sposób iteracyjny do momentu osiągnięcia żądanej zbieżności dla wszystkich trzech równań modelowych. Podstawowym zadaniem prezentowanej koncepcji jest ustalenie parametrów zastępczych mieszaniny gazów spalinowych i czynnika chłodzącego w oparciu o wskazane zasady zachowania: masy, pędu i energii całkowitej. W dalszym toku obliczeń moc teoretyczna stopnia turbinowego wyznaczana jest na drodze izentropowego rozprężania mieszaniny czynników roboczych do ciśnienia końcowego [172].

Przekrój obliczeniowy na wlocie do turbiny gazowej przyjęto zgodnie z danymi dostępnymi w bibliotece programu *GateCycle* [49]. Z uwagi na brak szczegółowych informacji dla jednostki M701F5 do obliczeń wykorzystano wartość podaną dla turbozespołu gazowego M701G2. Spośród wszystkich jednostek produkcji MHPS dostępnych w bibliotece programu wybrany model charakteryzuje się najbardziej zbliżonymi parametrami czynnika roboczego na wlocie do turbiny gazowej. Szereg rozwiązań technologicznych opracowanych wraz z rozwojem części ekspansyjnej turbozespołów gazowych serii G zostało przeniesionych do najnowszych jednostek z rodziny F [3], [106], [115]. Porównanie danych dostępnych w bibliotece programu *GateCycle* dla wybranych modeli turbozespołów gazowych przedstawiono w Tab. 5.16.

Prędkość gazów spalinowych za turbozespołem gazowym dla typowych układów z kotłem odzysknicowym wynosi 60-80 m/s [14]. Przekrój obliczeniowy za częścią ekspansyjną wyznaczono na podstawie dostępnych danych bilansowych zakładając średnią prędkość spalin wylotowych na poziomie 70 m/s. W rezultacie uzyskano pole przekroju równe 20.34 m²,

co odpowiada kanałowi spalin o średnicy około 5.1 m. Przekroje obliczeniowe pozostałych przestrzeni międzystopniowych założono w taki sposób, aby kolejne pola powierzchni tworzyły ciąg geometryczny.

Tabela 5.16: Dane z biblioteki programu *GateCycle* dla wybranych modeli turbozespołów gazowych produkcji MHPS [49].

Model turbozespołu gazowego w bibliotece programu <i>GateCycle</i>	Mitsubishi M701F (1999 GTW)	Mitsubishi 701G (1999 GTW)	Mitsubishi M701F4 SC (GTW 2009)	Mitsubishi M701G2 SC (GTW 2009)
Przekrój wlotowy części ekspansyjnej, m ²	0.3375052	0.3455480	0.3526330	0.3192538
Ciśnienie za sprężarką osiową, MPa	1.41	1.41	1.81	2.11
Temperatura za komorą spalania, K	1727.1	1711.1	1713.5	1734.1
Natężenie przepływu powietrza wlotowego, kg/s	636.0	719.7	685.9	719.3
Natężenie przepływu paliwa gazowego, kg/s	9.87	9.87	16.74	17.80
Moc elektryczna, MW	168.0	168.0	312.1	333.7

5.11 Charakterystyki turbiny gazowej

Obliczenia części ekspansyjnej turbozespołu gazowego, prowadzone w oparciu o przedstawione zestawy równań modelowych linii ekspansji, wymagają ustanowienia zależności uzupełniających w zakresie charakterystyk indywidualnych. W przypadku grup stopni turbinowych, odmiennie niż dla grup stopni sprężarkowych, uogólnione charakterystyki przepływowe można opracować na drodze obliczeniowej z wykorzystaniem równań przelotności. W zakresie charakterystyk sprawnościowych turbin gazowych zależności ogólne praktycznie nie występują. W większości modeli obliczeniowych charakterystyki indywidualne części ekspansyjnej ustalane są na podstawie dostępnych danych eksploatacyjnych [12], [28], [109], [110].

Konstrukcję charakterystyki przepływowej turbiny gazowej rozpoczęto od analizy wybranych postaci równania przelotności, które przedstawiono szerzej w rozdziale 7.2. Zestaw rozważanych równań uzupełniono o równanie empiryczne w postaci wielomianowej (5.99). Podane zależności zapisano z uwzględnieniem przyjętych oznaczeń punktów bilansowych w układzie przepływowym turbiny gazowej.

$$\dot{m}_{e2} = k_0 \frac{p_{e2}}{\sqrt{T_{e2}}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{e21}}{p_{e2}}\right)^2} \quad (5.96)$$

$$\dot{m}_{e2}^2 = k_0 \frac{p_{e2}}{v_{e2}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{e21}}{p_{e2}}\right)^2} \quad (5.97)$$

$$\dot{m}_{e2} = k_0 \sqrt{p_{e2}^2 - p_{e21}^2} + k_1 \quad (5.98)$$

$$p_{e21} = k_0 \dot{m}_{e2}^2 + k_1 \dot{m}_{e2} + k_2 \quad (5.99)$$

Współczynniki w równaniach modelowych (5.96), (5.97), (5.98), (5.99) wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem natężenia przepływu gazów spalinowych na wlocie do części ekspansyjnej turbozespołu gazowego jako (5.100). Porównanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 5.17.

$$\sum (\dot{m}_{e2bilans} - \dot{m}_{e2model})^2 \rightarrow \min \quad (5.100)$$

Tabela 5.17: Porównanie wyników dla równań modelowych przelotności turbiny gazowej.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\dot{m}_{e2} = 1.22 \frac{p_{e2}}{\sqrt{T_{e2}}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{e21}}{p_{e2}}\right)^2} \cdot 10^4 \quad (5.96)$	97.75%	12.28 kg/s	2.74%
$\dot{m}_{e2}^2 = 4.30 \frac{p_{e2}}{v_{e2}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{e21}}{p_{e2}}\right)^2} \cdot 10^4 \quad (5.97)$	97.47%	10.54 kg/s	2.15%
$\dot{m}_{e2} = 3.48 \sqrt{p_{e2}^2 - p_{e21}^2} \cdot 10^2 - 74.01 \quad (5.98)$	99.65%	3.76 kg/s	0.87%
$p_{e21} = 3.59 \dot{m}_{e2}^2 \cdot 10^{-9} + 3.45 \dot{m}_{e2} \cdot 10^{-6} + 0.1 \quad (5.99)$	99.80%	3.15 kg/s	0.73%

Najlepsze odwzorowanie danych eksploatacyjnych uzyskano dla równania przelotności w postaci (5.98) i zależności empirycznej (5.99). W obu przypadkach współczynnik determinacji R^2 osiągnął wartość powyżej 99%. Zaproponowana zależność wielomianowa (5.99) charakteryzuje się najmniejszymi wartościami średniego błędu bezwzględnego

i względnego. Równanie to wybrano do dalszej analizy parametryzując wyraz wolny względem ciśnienia atmosferycznego. W rezultacie uzyskano zależność empiryczną (5.101), opisującą stratę ciśnienia wylotowego za turbozespołem gazowym odniesioną do ciśnienia otoczenia [118].

$$p_{e21} - p_{a0} = k_0 \dot{m}_{e2}^2 + k_1 \dot{m}_{e2} \quad (5.101)$$

Współczynniki w równaniu modelowym (5.101) uzyskano rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem ciśnienia wylotowego gazów spalinowych jako (5.102). Podsumowanie osiągniętych wyników zestawiono w Tab. 5.18.

$$\sum (p_{e21_{dane}} - p_{e21_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (5.102)$$

Tabela 5.18: Podsumowanie wyników dla równania modelowego straty ciśnienia za częścią ekspansyjną turbozespołu gazowego.

Równanie modelowe	$p_{e21} - p_{a0} = 5.33 \dot{m}_{e2}^2 \cdot 10^{-9} + 1.72 \dot{m}_{e2} \cdot 10^{-6}$
Współczynnik determinacji R^2	99.94%
Średni błąd bezwzględny MAE	$2.13 \cdot 10^{-5}$ MPa
Średni błąd względny MRE	0.02%

Dalsza parametryzacja zależności empirycznej pozwoliła na zauważalne zwiększenie współczynnika determinacji R^2 wyznaczanego dla ciśnienia wylotowego za częścią ekspansyjną z 99.80% dla równania (5.99) do 99.94% dla równania (5.101).

Charakterystykę sprawnościową turbiny gazowej opracowano w oparciu o wybrane równania modelowe, przedstawione szerzej w rozdziale 7.2. Zestaw rozpatrywanych zależności rozszerzono o trzy równania empiryczne w postaci (5.105), (5.106), (5.107). Przedstawione zależności zapisano zgodnie z oznaczeniami punktów bilansowych w układzie przepływowym części ekspansyjnej. Do obliczeń wykorzystano sprawność wewnętrzną turbiny gazowej wyznaczoną w oparciu o zaproponowany model bazujący na zasadach zachowania masy, pędu i energii całkowitej.

$$\eta_{turb} = k_0 \left(\frac{p_{e21}^*}{p_{e2}^*} \right)^2 + k_1 \frac{p_{e21}^*}{p_{e2}^*} + k_2 \quad (5.103)$$

$$\eta_{turb} = k_0 \ln \left[\frac{\dot{m}_{e2}(h_{e2}^* - h_{e21}^*)}{p_{e2}^* - p_{e21}^*} \right] + k_1 \quad (5.104)$$

$$\eta_{turb} = \frac{(N_{turb})_r}{k_0(N_{turb})_r + k_1} \quad (5.105)$$

$$\eta_{turb} = k_0 p_{e2}^{*2} + k_1 T_{e2}^{*2} + k_2 \dot{m}_{e2}^2 + k_3 p_{e2}^* + k_4 T_{e2}^* + k_5 \dot{m}_{e2} + k_6 p_{e2}^* T_{e2}^* \dot{m}_{e2} + k_7 \quad (5.106)$$

$$\eta_{turb} = k_0 p_{e2}^{*2} + k_1 \dot{m}_{e2}^2 + k_2 p_{e2}^* + k_3 \dot{m}_{e2} + k_4 p_{e2}^* \dot{m}_{e2} + k_5 \quad (5.107)$$

Współczynniki w równaniach (5.103), (5.104), (5.105), (5.106), (5.107) wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem temperatury gazów spalinowych na wylocie z turbiny gazowej jako (5.108). Porównanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 5.19.

$$\sum (T_{e21_{dane}} - T_{e21_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (5.108)$$

Tabela 5.19: Porównanie wyników dla równań modelowych sprawności wewnętrznej turbiny gazowej.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\eta_{turb} = -74.79 \left(\frac{p_{e21}^*}{p_{e2}^*} \right)^2 + 6.973 \frac{p_{e21}^*}{p_{e2}^*} + 0.661 \quad (5.103)$	99.14%	0.91 K	0.10%
$\eta_{turb} = 0.414 \ln \left[\frac{\dot{m}_{e2}(h_{e2}^* - h_{e21}^*)}{p_{e2}^* - p_{e21}^*} \right] - 4.385 \quad (5.104)$	95.94%	2.25 K	0.24%
$\eta_{turb} = \frac{(N_{turb})_r}{1.176(N_{turb})_r + 26.259} \quad (5.105)$	97.57%	1.50 K	0.16%
$\eta_{turb} = 2.543 p_{e2}^{*2} \cdot 10^{-1} + 9.628 T_{e2}^{*2} \cdot 10^{-7} - 1.833 \dot{m}_{e2}^2 \cdot 10^{-6} - 6.397 p_{e2}^* \cdot 10^{-1} - 2.998 T_{e2}^* \cdot 10^{-3} + 2.810 \dot{m}_{e2} \cdot 10^{-3} - 3.499 p_{e2}^* T_{e2}^* \dot{m}_{e2} \cdot 10^{-7} + 3.042 \quad (5.106)$	99.47%	0.80 K	0.09%
$\eta_{turb} = 9.680 p_{e2}^{*2} \cdot 10^{-1} + 1.392 \dot{m}_{e2}^2 \cdot 10^{-5} - 8.951 p_{e2}^* \cdot 10^{-2} + 8.349 \dot{m}_{e2} \cdot 10^{-4} - 7.443 p_{e2}^* \dot{m}_{e2} \cdot 10^{-3} + 6.651 \cdot 10^{-1} \quad (5.107)$	99.23%	0.95 K	0.10%

Najlepszym odwzorowaniem danych eksploatacyjnych charakteryzowało się równanie empiryczne w postaci wielomianowej (5.106). Równanie to wraz z wyznaczonymi

współczynnikami zaimplementowano w modelu obliczeniowym części ekspansyjnej turbozespołu gazowego.

Przyjęte zależności empiryczne dla charakterystyki przepływowej (straty ciśnienia wylotowego) i sprawnościowej zostały opracowane na podstawie zarejestrowanych danych eksploatacyjnych. Podobnie jak w przypadku sprężarki osiowej, ich stopniowa dezaktualizacja postępująca wraz z degradacją części ekspansyjnej stanowić może cenne narzędzie w zakresie diagnostyki układu przepływowego turbiny gazowej.

5.12 Blok Ograniczeń Termicznych

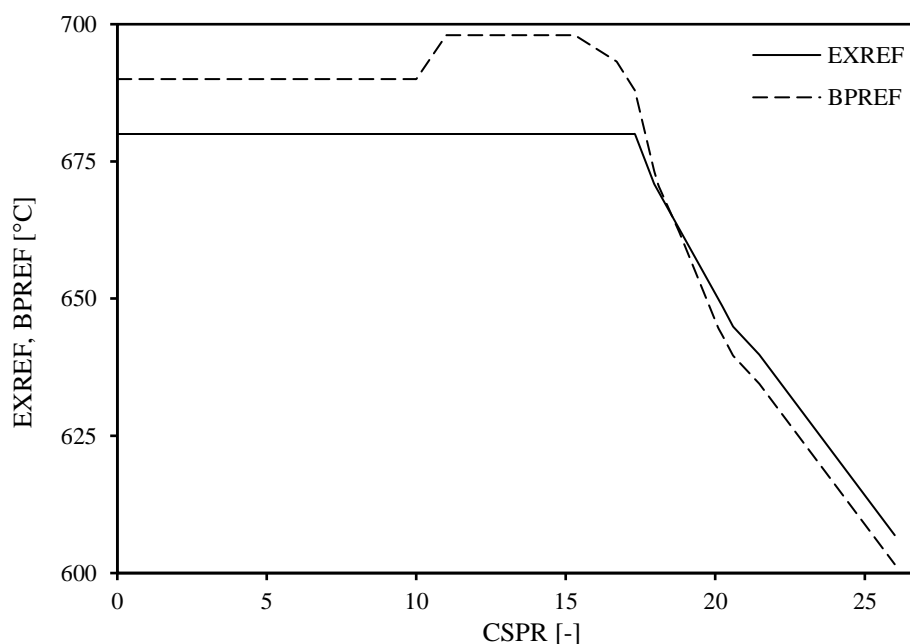
Blok Ograniczeń Termicznych jest jedną z najistotniejszych funkcji realizowanych przez regulator nadrzędny analizowanego turbozespołu gazowego. Zasadniczym zadaniem systemu automatyki jest ochrona pierwszych i ostatnich rzędów układu łopatkowego turbiny gazowej.

Z uwagi na brak możliwości bezpośredniego pomiaru temperatura wlotowa do części ekspansyjnej estymowana jest w regulatorze nadrzędnym na podstawie temperatury wylotowej gazów spalinowych i parametru CSPR (ang. *combustion shell pressure ratio*), który zdefiniowany jest jako stosunek ciśnienia w komorach spalania do ciśnienia atmosferycznego (5.109) [38].

$$CSPR = \frac{p_{e0}}{p_{a0}} \quad (5.109)$$

Pomiar temperatury gazów spalinowych dokonywany jest w dwóch przekrojach za turbozespołem gazowym. Pierwszy z pomiarów, określany jako temperatura łopat, realizowany jest przez dwadzieścia termopar zlokalizowanych bezpośrednio za ostatnim stopniem turbinowym. Drugi z pomiarów, określany jako temperatura gazów spalinowych na wylocie, realizowany jest przez sześć termopar umieszczonych w kanale wylotowym za turbozespołem gazowym. Wartości średnie dla każdej ze wskazanych grup termopar porównywane są z wartościami granicznymi wyznaczonymi w sterowniku. Maksymalna dopuszczalna temperatura wylotowa gazów spalinowych EXREF obliczana jest w funkcji temperatury powietrza wlotowego do sprężarki osiowej i parametru CSPR. Maksymalna dopuszczalna temperatura łopat BPREF formułowana jest poprzez dodanie predefiniowanego przesunięcia względem wartości EXREF. Przebiegi wskazanych wartości granicznych dla nominalnej temperatury otoczenia, uzyskane na podstawie algorytmu obliczeniowego zaimplementowanego w regulatorze nadrzędnym jednostki, przedstawiono na Rys. 5.24.

Wraz ze spadkiem temperatury wlotowej do układu sprężarki osiowej dochodzi do przemieszczenia charakterystyk w kierunku początku układu współrzędnych wzdłuż osi poziomej.



Rysunek 5.24: Przebieg wartości granicznych EXREF i BPREF względem parametru CSPR.

Dla przebiegu granicznej temperatury wylotowej gazów spalinowych EXREF należy wyosobnić dwa charakterystyczne obszary. Pierwszy z nich ograniczony jest linią izotermiczną odpowiadającą temperaturze 680°C. Obszar ten odpowiada za ochronę termiczną ostatniego rzędu łopatek turbinowych. Obciążenie turbozespołu gazowego w tym zakresie prowadzone jest tak, aby maksymalna temperatura gazów spalinowych na wylocie nie przekraczała 675°C. Przy obciążeniu częściowym jednostki, gdy ciśnienie przed turbiną gazową jest odpowiednio niższe, dochodzi do mniejszego spadku temperatury czynnika roboczego w procesie ekspansji. W rezultacie przy nominalnej temperaturze wlotowej do części ekspansyjnej mogłoby dojść do przekroczenia dopuszczalnej temperatury gazów spalinowych na wylocie [119]. Sterownik nadrzędny ogranicza natężenie przepływu paliwa gazowego, by w ten sposób odpowiednio zmniejszyć temperaturę gazów spalinowych na wlocie i tym samym na wylocie turbiny gazowej. W drugim z wymienionych obszarów wartość graniczna EXREF maleje wraz ze wzrostem parametru CSPR. Obszar ten odpowiada za ochronę termiczną pierwszego rzędu łopatek turbinowych. Zrównanie temperatury gazów spalinowych na wylocie z wartością EXREF, wynikającą z przebiegu charakterystyki, świadczy o osiągnięciu maksymalnej dozwolonej temperatury na wlocie do części ekspansyjnej w danym punkcie pracy jednostki.

Temperatura gazów spalinowych na wylocie jest tożsama z wartością wyznaczaną w modelu obliczeniowym turbiny gazowej. Temperaturę ostatniego rzędu układu łopatkowego określono zależnością empiryczną względem temperatury gazów spalinowych w przekroju wylotowym i otwarcia zaworów regulacyjnych na rurociągach upustowych sprężarki osiowej (5.110).

$$T_{blade} = k_0 T_{e21} + k_1 z_{a4} + k_2 z_{a7} + k_3 \quad (5.110)$$

Współczynniki w powyższych równaniu (5.110) wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem temperatury łopat jako (5.111). Podsumowanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 5.20.

$$\sum (T_{blade\ dane} - T_{blade\ model})^2 \rightarrow \min \quad (5.111)$$

Tabela 5.20: Podsumowanie wyników dla równania modelowego temperatury ostatniego rzędu łopat turbinowych części ekspansyjnej.

Równanie modelowe	$T_{blade} = 1.094T_{e21} + 0.289z_{a4} + 0.014z_{a7} - 102.032$
Współczynnik determinacji R^2	99.81%
Średni błąd bezwzględny MAE	0.72 K
Średni błąd względny MRE	0.08%

Procedury obliczeniowe BOT zaimplementowano w tworzonym modelu matematycznym turbozespołu gazowego. Znajomość przebiegów wartości granicznych EXREF i BPREF jest kluczowa w przypadku obliczeń związanych z wyznaczaniem maksymalnej, osiągalnej mocy elektrycznej jednostki w danych warunkach otoczenia.

5.13 Bilans mocy na wale turbozespołu gazowego

Generator elektryczny, napędzany poprzez wał mechaniczny turbozespołu gazowego, umiejscowiony jest na zimnym końcu maszyny, czyli od strony sprężarki osiowej. Czynnikiem chłodzącym w jego układzie jest wodór. Parametry znamionowe generatora przedstawiono w Tab. 5.21.

Bilans mocy wewnętrznej turbozespołu gazowego (5.112) skonstruowano w oparciu o rzeczywiste moce wewnętrzne sprężarki osiowej (5.24) i turbiny gazowej (5.89) [145], [155].

$$N_{TG} = (N_{turb})_r - (N_{spr})_r \quad (5.112)$$

Tabela 5.21: Parametry znamionowe generatora elektrycznego analizowanego turbozespołu gazowego M701F5 [38].

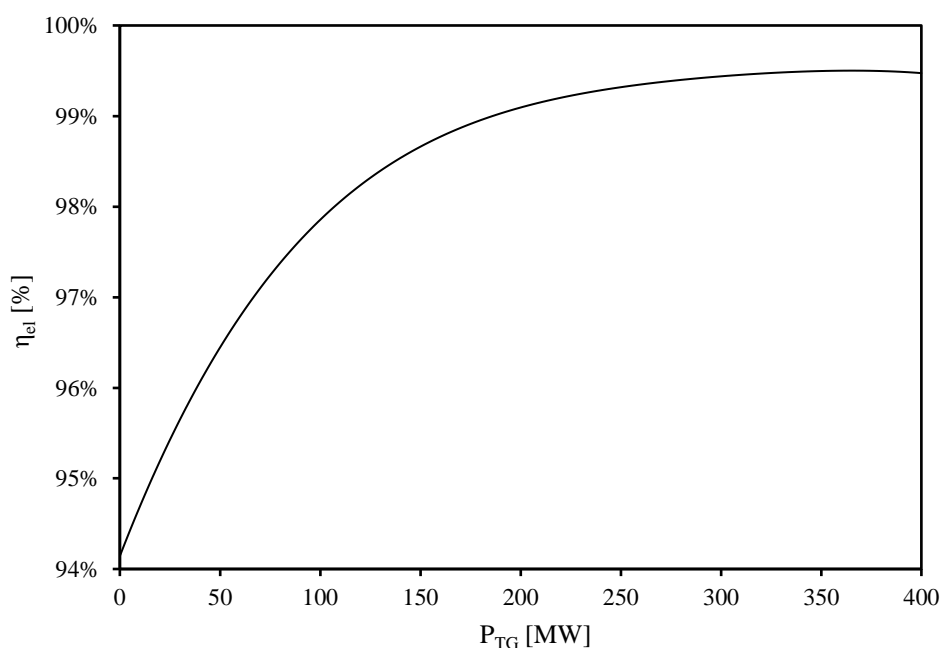
Liczba biegunów / faz	2 / 3
Współczynnik mocy	0.8
Prędkość obrotowa	3000 obr/min
Napięcie stojana	19 kV
Moc pozorna	474.0 MVA
Moc czynna	379.2 MW

Moc wewnętrzna układu przekształcana jest na moc mechaniczną na wale turbozespołu gazowego. Sprawność mechaniczną η_m założono na poziomie 99.5%. W generatorze elektrycznym moc mechaniczna wału zamieniana jest na moc elektryczną (5.113).

$$P_{TG} = \eta_{el}\eta_m N_{TG} \quad (5.113)$$

Do stworzenia charakterystyki sprawnościowej wykorzystano przebieg określający osiągi generatora elektrycznego porównywalnej klasy [116]. Sprawność elektryczną opisano równaniem modelowym w postaci wielomianowej względem obciążenia jednostki (5.114). Charakterystykę sprawnościową przedstawiono na Rys. 5.25.

$$\eta_{el} = 0.941 + 0.213 \left(\frac{P_{TG}}{379.2} \right) - 0.345 \left(\frac{P_{TG}}{379.2} \right)^2 + 0.265 \left(\frac{P_{TG}}{379.2} \right)^3 - 0.08 \left(\frac{P_{TG}}{379.2} \right)^4 \quad (5.114)$$



Rysunek 5.25. Charakterystyka sprawnościowa generatora elektrycznego analizowanego turbozespołu gazowego M701F5.

6 Kocioł odzysknicowy CMI

6.1 Identyfikacja układu kotła odzysknicowego

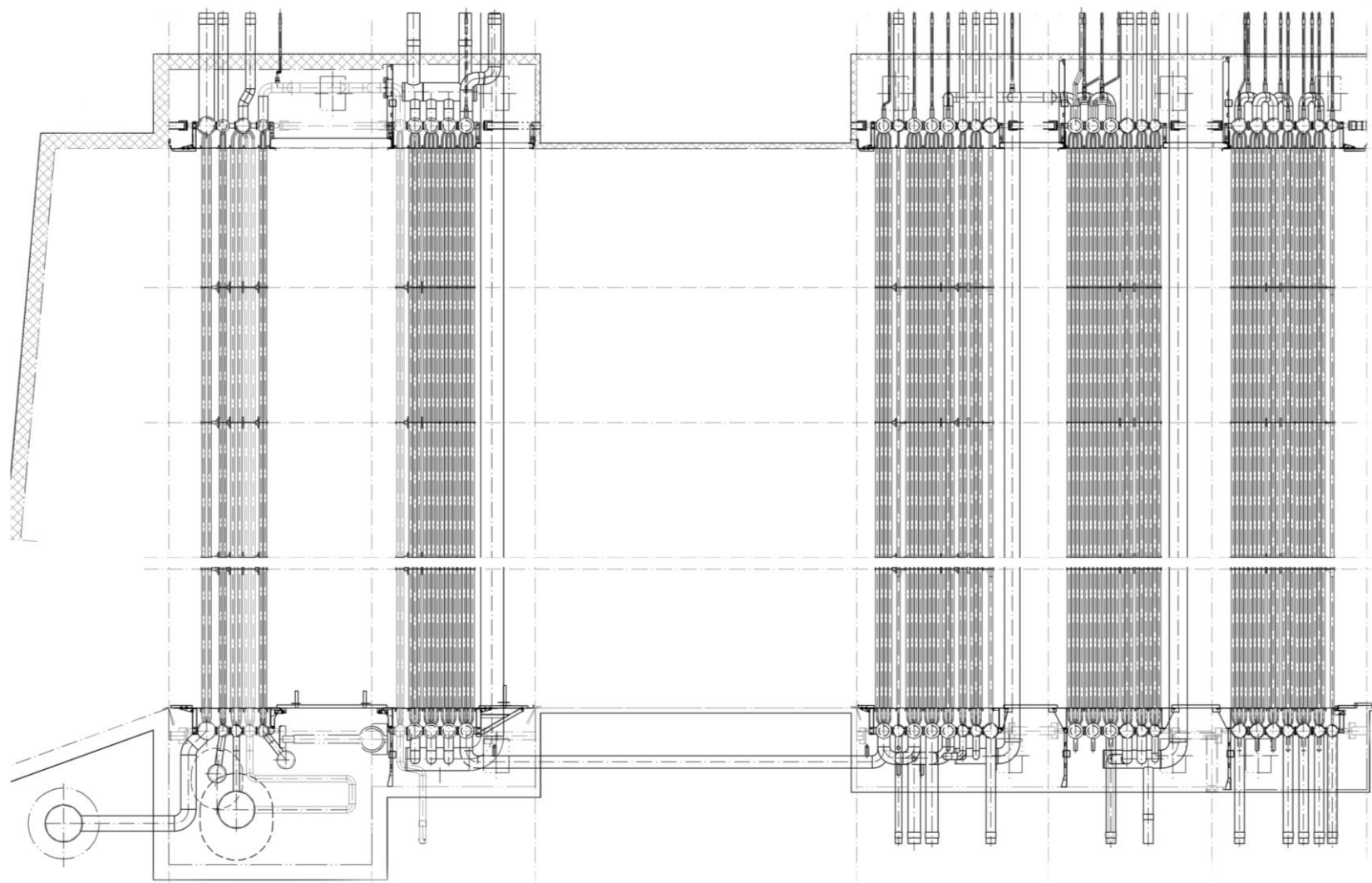
Kocioł odzysknicowy bloku gazowo-parowego w Elektrociepłowni Żerań został zaprojektowany i dostarczony przez belgijską firmę Cockerill Maintenance & Ingénierie (CMI, obecnie John Cockerill). Jest to kocioł poziomy, trójciśnieniowy, walczakowy, o naturalnej cyrkulacji wody w parownikach, z układem przegrzewu wtórnego. Przekrój osiowy analizowanego kotła odzysknicowego przedstawiono na Rys. 6.1.

Zwielokrotnienie poziomów prężności generowanej pary wodnej pozwala na optymalne wykorzystanie energii dostępnej w gazach spalinowych na wylocie z turbozespołu gazowego, prowadzi jednakże do zwiększenia kosztów inwestycyjnych z uwagi na konieczność rozbudowy powierzchni ogrzewalnych [12], [14], [25], [74]. W typowym kotle odzysknicowym, który pracuje w układzie z turbozespołem gazowym dużej mocy, para wodna produkowana jest na trzech poziomach ciśnienia, przy czym parametry pary świeżej sięgają 565-600°C i 17 MPa [158]. Kolejnym szeroko stosowanym rozwiązaniem wpływającym na wzrost sprawności układu jest przegrzew wtórny pary przepracowanej w części wysokoprężnej turbozespołu parowego. Temperatura pary wtórnice przegrzanej jest z reguły zbliżona do temperatury pary świeżej. Zastosowanie przegrzewu wtórnego skutkuje ponadto wzrostem stopnia suchości pary wodnej w obrębie ostatnich stopni turbozespołu parowego, przyczyniając się tym samym do ograniczenia erozji układu łopatkowego i wydłużenia żywotności maszyny [19], [158].

Do najważniejszych parametrów projektowych i eksploatacyjnych charakteryzujących osiągi kotła odzysknicowego należy zaliczyć [14], [74], [189]:

- a) wartość przewężenia temperaturowego ΔT_{PP} (punkt krytyczny kotła, ang. *pinch-point*),
- b) niedogrzenie wody na wlocie do walczaka ΔT_{AT} (ang. *approach temperature*),
- c) przeciwcisnienie za częścią ekspansyjną turbozespołu gazowego,
- d) temperaturę wylotową spalin odprowadzanych przez komin.

Wartość przewężenia temperaturowego definiowana jest jako różnica pomiędzy temperaturą gazów spalinowych za parownikiem a temperaturą nasycenia w walczaku [14], [189]. Punkt krytyczny kotła ma największy wpływ na wydajność i sprawność układu oraz dobór powierzchni kolejnych wymienników ciepła. Praktycznie spotykane wartości przewężeń temperaturowych wynoszą 6-10°C [12], [14], [189]. Niedogrzenie wody zasilającej względem temperatury nasycenia w walczaku przyjmuje się na poziomie 5-15°C [12], [14], [25], [189].



Rysunek 6.1: Przekrój osiowy analizowanego kotła odzysknicowego CMI [37].

Gazy spalinowe z turbozespołu gazowego wprowadzane są do kotła odzysknicowego poprzez osiowy kanał wlotowy. Dla typowych rozwiązań konstrukcyjnych przekrój kanału dobierany jest tak, aby średnia prędkość spalin oscylowała w granicach 30-35 m/s [14]. Gazy spalinowe przepływają horyzontalnie poprzez kolejne sekcje wymienników przekazując ciepło do obiegu wodno-parowego, a następnie kierowane są poprzez kanał wylotowy i komin do atmosfery. Średnia prędkość spalin odprowadzanych do otoczenia wynosi do 20 m/s, a ciśnienie jest zbliżone do ciśnienia atmosferycznego [14].

W strukturze analizowanego kotła odzysknicowego wyodrębnić można odpowiednie układy wodno-parowe: niskoprężny (NP), średnioprężny (SP) i wysokoprężny (WP). Wyszczególnione stopnie prężności tworzą układy złożone z czterech podstawowych komponentów: podgrzewacza wody, walczaka, parownika i przegrzewacza pary. Sekcje wymienników składają się z rozmieszczonych naprzemiennie wertykalnych pęczków rur prowadzących do górnych i dolnych kolektorów. Wszystkie powierzchnie ogrzewalne modelowanego kotła odzysknicowego (poza ekonomizerem podgrzewu paliwa gazowego i przegrzewaczami pary NP, SP3 i WP2) rozbudowano poprzez zastosowanie żeber ząbkowanych. Nominalne parametry pary wytwarzanej w kotle odzysknicowym ujęto w Tab. 6.1.

Tabela 6.1: Nominalne parametry pary wodnej wytwarzanej w analizowanym kotle odzysknicowym [37].

Stopień prężności	Ciśnienie	Temperatura	Natężenie przepływu
para niskoprężna	0.65 MPa	235°C	12 kg/s
para wtórnie przegrzana	3.5 MPa	565°C	107 kg/s
para wysokoprężna	16.0 MPa	567°C	97 kg/s

Część niskoprężną (NP) modelowanego kotła odzysknicowego tworzą:

- dwie pompy kondensatu w układzie $2 \times 100\%$,
- linia obejściowa podgrzewacza wody NP,
- podgrzewacz wody NP (cztery sekcje),
- linia recyrkulacyjna,
- walczak NP,
- parownik NP (trzy sekcje),
- przegrzewacz pary pierwotnej NP (jedna sekcja).

Para niskoprężna wygenerowana w kotle odzysknicowym kierowana jest do części niskoprężnej turbozespołu parowego.

Część średnioprężną (SP) modelowanego kotła odzysknicowego tworzą:

- dwie pompy wody zasilającej SP w układzie $2 \times 100\%$,
- podgrzewacz wody SP (trzy sekcje),
- walczak SP,
- parownik SP (dwie sekcje),
- przegrzewacza pary pierwotnej SP1 (jedna sekcja),
- przegrzewacz pary wtórnej SP2 (dwie sekcje),
- schładzacz międzystopniowy pary wtórnie przegrzanej SP,
- przegrzewacz pary wtórnej SP3 (jedna sekcja).

Z rurociągu tłocznego pomp wody zasilającej SP zasilane są układy wtryskowe: schładzacza międzystopniowego pary wtórnie przegrzanej SP i stacji redukcyjno-schładzającej pary technologicznej. Część wody sprzed walczaka średnioprężnego pobierana jest na potrzeby drugiego stopnia podgrzewu paliwa gazowego. Para z przegrzewacza pary pierwotnej SP1 miesza się z parą wylotową z części wysokoprężnej turbozespołu parowego przed układem przegrzewu wtórnego. Sprzed przegrzewacza wtórnego SP2 można także zasilić układ pary technologicznej dla odbiorców zewnętrznych i na potrzeby własne bloku gazowo-parowego. Temperatura wylotowa pary regulowana jest w schładzacz międzystopniowym zlokalizowanym przed przegrzewaczem pary wtórnej SP3. Para wtórnie przegrzana wygenerowana w kotle odzysknicowym kierowana jest do części średnioprężnej turbozespołu parowego.

Część wysokoprężną (WP) modelowanego kotła odzysknicowego tworzą:

- dwie pompy wody zasilającej WP w układzie $2 \times 100\%$,
- podgrzewacz wody WP1 (trzy sekcje),
- podgrzewacz wody WP2 (dwie sekcje),
- podgrzewacz wody WP3 (jedna sekcja),
- podgrzewacz wody WP4 (dwie sekcje),
- walczak WP,
- parownik WP (trzy sekcje),
- przegrzewacz pary pierwotnej WP1 (dwie sekcje),
- schładzacz międzystopniowy pary pierwotnej WP,
- przegrzewacz pary pierwotnej WP2 (jedna sekcja).

Część wody z rurociągu tłocznego pomp wody zasilającej WP kierowana jest do chłodnicy powietrza chłodzącego turbozespołu gazowego. Woda z chłodnicy TCA wraca do układu kotła

odzysknicowego za podgrzewaczem wody WP2. Temperatura pary wylotowej regulowana jest w schładzaczach międzystopniowym zlokalizowanym przed przegrzewaczem pary WP2. Układ wtryskowy schładzacza zasilany jest wodą z rurociągu tłocznego pomp wody zasilającej WP i sprzed podgrzewacza wody WP3. Para wysokoprężna wygenerowana w kotle odzysknicowym kierowana jest do części wysokoprężnej turbozespołu parowego.

W układzie kotła odzysknicowego umiejscowiono ponadto:

- ekonomizer podgrzewu wody sieciowej (dwie sekcje),
- ekonomizer podgrzewu paliwa gazowego (jedna sekcja).

Wyszczególnione wymienniki zlokalizowane są od strony kanału wylotowego spalin i stanowią ostatnie powierzchnie ogrzewalne w układzie kotła odzysknicowego. Ekonomizer podgrzewu wody sieciowej wykorzystywany jest do regulacji temperatury gazów spalinowych odprowadzanych do atmosfery. Ekonomizer podgrzewu paliwa gazowego zapewnia odpowiednią temperaturę wody cyrkulującej w zamkniętym układzie podgrzewaczy wstępnych gazu ziemnego.

Struktura modelowanego kotła odzysknicowego składa się łącznie z 34 sekcji tworzących 17 wymienników ciepła (w tym 31 sekcji tworzących 15 wymienników ciepła głównego obiegu wodno-parowego). Schemat zastępczy układu kotła odzysknicowego wraz z przyjętymi oznaczeniami zidentyfikowanych punktów bilansowych przedstawiono na Rys. 6.2.

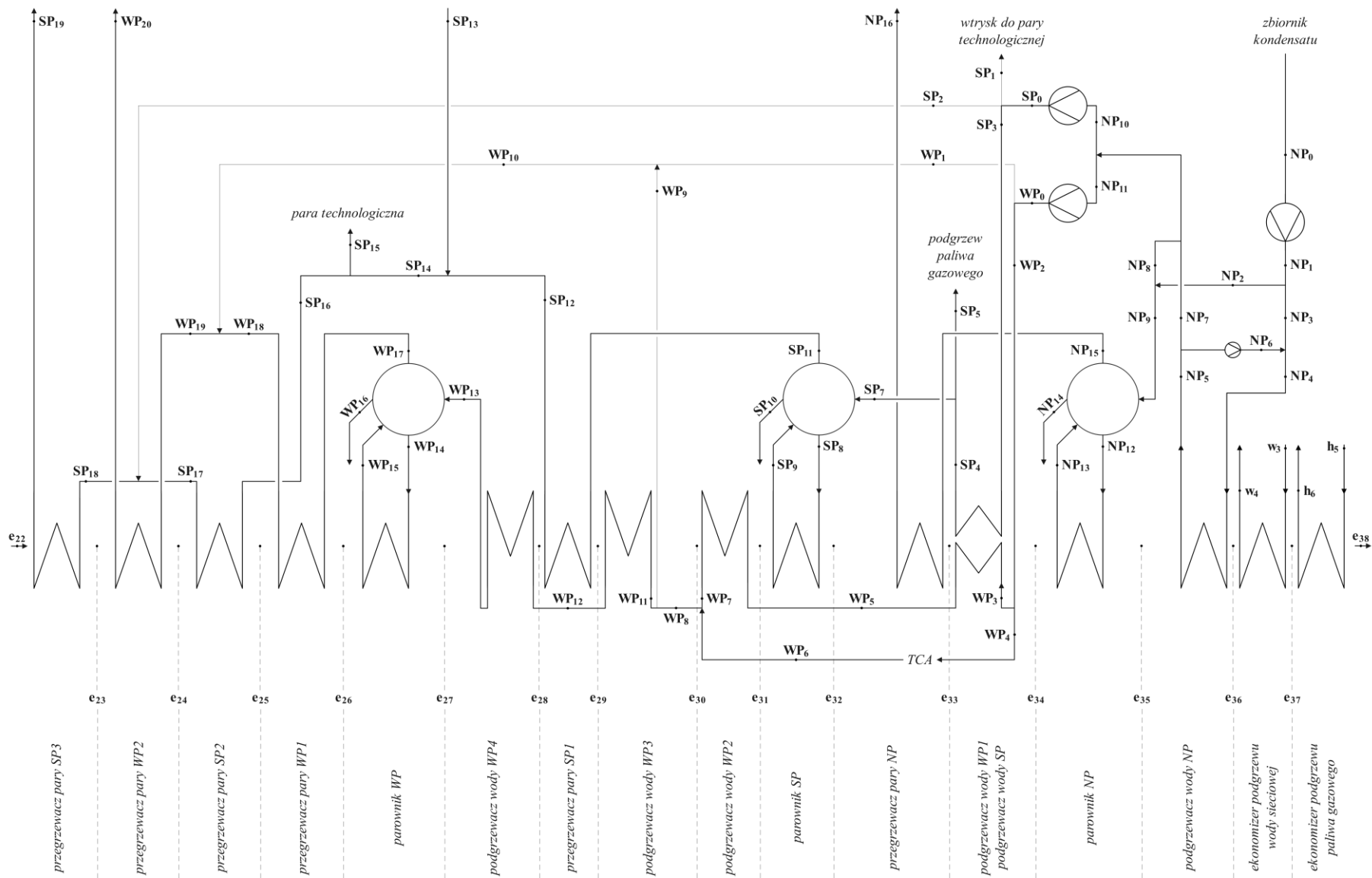
6.2 Analityczno-empiryczny model wymiany ciepła

Gazy spalinowe z wylotu części ekspansyjnej turbozespołu gazowego przepływają poprzez kolejne sekcje powierzchni ogrzewalnych w kotle odzysknicowym oddając ciepło do obiegu wodno-parowego. Strumień ciepła przekazywany jest głównie na drodze przenikania przez ścianki wymienników [20], [41].

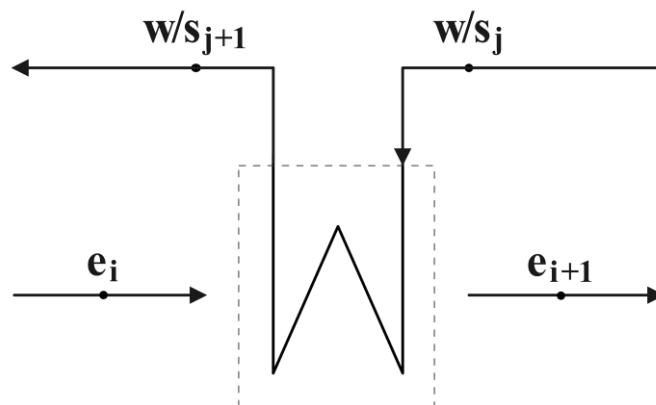
Dla dowolnego wymiennika ciepła w układzie modelowanego kotła odzysknicowego, zgodnie z oznaczeniami przyjętymi na Rys. 6.3, zapisać można ogólne zależności określające strumień wymienionego ciepła po stronie gazów spalinowych (6.1) i w obiegu wodno-parowym (6.2) w stanie ustalonym.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{e_i}(h_{e_i} - h_{e_{i+1}}) \quad (6.1)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{w/s_j}(h_{w/s_{j+1}} - h_{w/s_j}) \quad (6.2)$$



Rysunek 6.2: Schemat zastępczy modelowanego kotła odzysknicowego CMI.



Rysunek 6.3: Ogólny schemat zastępczy wymiennika ciepła w układzie kotła odzysknicowego.

W praktycznych zagadnieniach obliczeniowych, gdy znane są jedynie natężenia przepływu i temperatury czynników roboczych na wlocie do wymiennika, przedstawiony układ równań bilansowych (6.1), (6.2) jest niewystarczający i wymaga uzupełnienia. W dostępnych opracowaniach naukowych z zakresu modelowania matematycznego wymienników ciepła w warunkach zmienionych stosowane są powszechnie dwa rozwiązania. Pierwszym z nich jest metoda wyznaczania efektywności wymiennika ε w zależności od bezwymiarowej liczby jednostek wymiany ciepła NTU (ang. *number of transfer units*) [42], [46], [50], [80], [102], [113], [114], [138], [157]. Charakterystyki ε – NTU opracowywane są na podstawie danych pomiarowych lub przy użyciu uniwersalnych związków korelacyjnych uwzględniających cechy konstrukcyjne wymiennika. Drugą z metod, którą przedstawiono szerzej w dalszej części pracy, jest wykorzystanie średniej logarytmicznej różnicy temperatur LMTD (ang. *log mean temperature difference*) [1], [4], [6], [20], [42], [46], [50], [123], [124], [130], [138], [157], [176], [179], [185]. Jak wykazano w [42] predykcja osiąarów kotła odzysknicowego w oparciu o wskazane metody modelowania jest równie wysoka, jednakże metoda LMTD charakteryzuje się znacznie krótszym czasem obliczeń.

Strumień ciepła wymienionego pomiędzy czynnikami roboczymi w układzie kotła odzysknicowego można wyrazić równaniem Pécleta z wykorzystaniem średniej logarytmicznej różnicy temperatur dla wymiennika przeciuprądowego (6.3) [6], [130], [131], [157], [176], [179]. Przedstawiona zależność (6.3) stanowi uzupełnienie podanego układu równań bilansowych (6.1) i (6.2).

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \frac{(T_{e_i} - T_{w/s_{i+1}}) - (T_{e_{i+1}} - T_{w/s_i})}{\ln\left(\frac{T_{e_i} - T_{w/s_{i+1}}}{T_{e_{i+1}} - T_{w/s_i}}\right)} \quad (6.3)$$

Współczynnik przenikania ciepła U w równaniu (6.3) uwzględnia sumę oporów cieplnych wnikania ciepła od strony czynników roboczych i przewodzenia ciepła przez ścianki wymiennika (6.4) [2], [120], [121], [131], [157].

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \frac{r_1 \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{\lambda} + \frac{r_1}{r_2 \alpha_{w/s}}} \quad (6.4)$$

Wyznaczenie współczynnika przenikania ciepła na drodze analitycznej z wykorzystaniem zależności (6.4) wymaga dostępu do szczegółowych informacji obejmujących: współczynniki wnikania ciepła od strony gazów spalinowych α_e i obiegu wodno-parowego $\alpha_{w/s}$, przewodność cieplną materiału λ i geometrię danego wymiennika (w tym przypadku promień wewnętrzny r_1 i zewnętrzny r_2). Przykładowe wartości poszczególnych współczynników wymiany ciepła w równaniu (6.4) podane są w opracowaniach literaturowych [116], [119], [121], [138].

Tabela 6.2: Przykładowe wartości współczynników wymiany ciepła w równaniu (6.8) [138].

Wymiennik ciepła	α_e	$\frac{\lambda}{r_1 \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}$	$\frac{r_2 \alpha_{w/s}}{r_1}$
podgrzewacz wody	50 – 100 W/(m ² ·K)	2000 – 6000 W/(m ² ·K)	2000 – 20000 W/(m ² ·K)
parownik	~50 W/(m ² ·K)	5000 – 10000 W/(m ² ·K)	2000 – 20000 W/(m ² ·K)
przegrzewacz pary	50 – 100 W/(m ² ·K)	2000 – 10000 W/(m ² ·K)	1000 – 5000 W/(m ² ·K)

Dla wszystkich trzech rodzajów powierzchni ogrzewalnych obiegu wodno-parowego największy udział w oporze cieplnym charakteryzuje wnikanie ciepła od strony gazów spalinowych. W przypadku przegrzewaczy nie bez znaczenia jest także opór cieplny wnikania ciepła od strony pary. W wielu modelach literaturowych równanie (6.4) przekształcane jest do postaci uwzględniających jedynie wskazane opory cieplne związane z wnikaniem ciepła od strony gazów spalinowych (podgrzewacz wody, parownik) i pary (przegrzewacz pary), odpowiednio (6.5) i (6.6) [2], [119], [120], [121], [131], [176].

$$U \cong \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e}} = \alpha_e \quad (6.5)$$

$$U \cong \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \frac{r_1}{r_2 \alpha_{w/s}}} \quad (6.6)$$

Współczynniki wnikania ciepła od strony gazów spalinowych i obiegu wodno-parowego uzyskiwane są najczęściej w oparciu o równania kryterialne konwekcyjnej wymiany ciepła. Wskazane zależności mają charakter empiryczny i postać bezwymiarową wynikającą z opisu procesów wymiany ciepła przy użyciu liczb podobieństwa: Nusselta, Reynoldsa i Prandtla [2], [6], [16], [41], [81], [131], [138], [156], [157], [179], [182]. W modelach obliczeniowych kotłów odzysknicowych o parametrach podkrytycznych do wyznaczenia współczynnika wnikania ciepła od strony obiegu wodno-parowego stosowane jest powszechnie równanie Dittusa-Boeltera w postaci (6.7) [2], [15], [16], [131], [138], [156], [157].

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (6.7)$$

Dla przepływu ciepła od strony gazów spalinowych można z kolei wykorzystać zależność empiryczną podaną przez Schmidta (6.8) [131], [182]. Parametr Φ w równaniu (6.8) ma wartość stałą wynikającą z cech konstrukcyjnych wymiennika i organizacji powierzchni ogrzewalnych.

$$Nu = 0.3 \cdot Re^{0.625} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \Phi^{0.375} \quad (6.8)$$

Wykorzystując w równaniu (6.8) definicje kolejnych liczb podobieństwa otrzymuje się postać równania (6.9), gdzie D_e oznacza charakterystyczny wymiar liniowy dla przepływu spalin.

$$\frac{\alpha_e \cdot D_e}{\lambda_e} = 0.3 \cdot \left(\frac{\rho_e \cdot u_e \cdot D_e}{\mu_e} \right)^{0.625} \cdot \left(\frac{\mu_e \cdot c_{p_e}}{\lambda_e} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \Phi^{0.375} \quad (6.9)$$

Prędkość przepływu gazów spalinowych przez przekrój obliczeniowy A_e określona jest na podstawie równania ciągłości (6.10).

$$u_e = \frac{\dot{m}_e}{A_e \rho_e} \quad (6.10)$$

W wyniku dalszych przekształceń algebraicznych współczynnik wnikania ciepła od strony gazów spalinowych można przedstawić w postaci (6.11). Pierwszy człon otrzymanego równania ma wartość stałą i wynika jedynie z geometrii wymiennika ciepła. Drugi człon stanowi funkcję parametrów czynnika roboczego: lepkości dynamicznej, przewodności cieplnej i ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu. Trzeci człon równania zależy jedynie od natężenia przepływu gazów spalinowych.

$$\alpha_e = \left(\frac{0.3 \cdot \Phi^{0.375}}{A_e^{0.675} \cdot D_e^{0.375}} \right) \cdot \left(\mu_e^{\frac{1}{3}-0.675} \cdot \lambda_e^{\frac{2}{3}} \cdot c_{p_e}^{\frac{1}{3}} \right) \cdot \dot{m}_e^{0.675} \quad (6.11)$$

W praktycznych modelach obliczeniowych współczynnik wnikania ciepła od strony gazów spalinowych odnoszony jest do wartości nominalnych [6], [13], [40], [101], [102], [120], [121], [123], [124], [131], [132], [176], [189]. W rezultacie otrzymuje się postać równania (6.12), które jest uzależnione jedynie od wyszczególnionych powyżej parametrów i natężenia przepływu spalin.

$$\frac{\alpha_e}{\alpha_{e_{nom}}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}} \right)^{\frac{1}{3}-0.675} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_{e_{nom}}} \right)^{0.675} \quad (6.12)$$

Zgodnie z przeprowadzoną powyżej analizą współczynnik przenikania ciepła w równaniu Pécleta (6.3) może być aproksymowany z wykorzystaniem zależności empirycznej (6.13).

$$\frac{U}{U_{nom}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}} \right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}} \right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}} \right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_{e_{nom}}} \right)^{k_4} \quad (6.13)$$

Jak wykazano w [119] istotnie lepsze odwzorowanie danych eksploatacyjnych dla poszczególnych sekcji kotła odzysknicowego uzyskuje się uwzględniając w równaniu modelowym natężenie przepływu po stronie obiegu wodno-parowego (6.14).

$$\frac{U}{U_{nom}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}} \right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}} \right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}} \right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_{e_{nom}}} \right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{w_{nom}}} \right)^{k_5} \quad (6.14)$$

W przypadku, gdy niedostępne są szczegółowe informacje o geometrii poszczególnych wymienników ciepła, w równaniu Pécleta (6.3) aproksymować należy iloczyn współczynnika przenikania ciepła i powierzchni wymiany ciepła (6.15).

$$\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}} \right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}} \right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}} \right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_{e_{nom}}} \right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{w_{nom}}} \right)^{k_5} \quad (6.15)$$

Opracowany zestaw równań modelowych (6.1), (6.2), (6.3) i (6.15) wykorzystano do opisu osiągowych poszczególnych wymienników ciepła tworzących układ modelowanego kotła odzysknicowego. Ustanowione zależności umożliwiają wyznaczenie parametrów termodynamicznych czynników roboczych zarówno po stronie gazów spalinowych, jak i obiegu wodno-parowego. Przedstawiony model matematyczny wymiany ciepła w warunkach zmienionych ma charakter analityczno-empiryczny. Układ równań bilansowych (6.1) i (6.2) określających strumień wymienionego ciepła uzupełniono równaniem Pécleta (6.3). Iloczyn współczynnika przenikania ciepła i powierzchni wymiany ciepła wyznaczano

zgodnie z zależnością empiryczną (6.15). Lepkość dynamiczną, przewodność cieplną i ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu uśredniano względem końców wymiennika ciepła. Wartości współczynników w równaniu (6.15) estymowano na podstawie dostępnych danych eksploatacyjnych dla kolejnych sekcji analizowanego kotła odzysknicowego.

Przedstawiony model matematyczny wymiany ciepła w warunkach zmienionych wykorzystano również do opisu osiągow podgrzewaczy wstępnych i właściwych paliwa gazowego oraz chłodnicy powietrza chłodzącego TCA w układzie turbozespołu gazowego. Lepkość dynamiczną, przewodność cieplną i ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu w równaniu (6.15) wyznaczano odpowiednio dla gazu ziemnego i powietrza chłodzącego.

6.3 Podgrzewacz wody zasilającej

Niedogrzanie wody zasilającej względem parametrów nasycenia panujących w walczaku jest podstawową wielkością definiującą osiągi podgrzewacza wody w układzie kotła odzysknicowego. Zmniejszenie wskazanej różnicy temperatur, które jest realizowane poprzez optymalizację powierzchni ogrzewalnej w nominalnym punkcie pracy wymiennika, skutkuje wzrostem generacji pary i sprawności obiegu. Odparowanie wody w ostatnich segmentach podgrzewacza, do którego w efekcie może dochodzić podczas pracy kotła odzysknicowego z obciążeniem częściowym, ograniczane jest poprzez stosowanie określonych zabiegów konstrukcyjnych. Podwyższenie ciśnienia panującego w wymienniku (i tym samym temperatury nasycenia) można uzyskać poprzez zainstalowanie armatury dławiącej na rurociągu wylotowym w kierunku walczaka. Dla typowych rozwiązań kotłów odzysknicowych w układach gazowo-parowych dużej mocy powszechna jest również zabudowa podgrzewaczy wody zasilającej w sposób równoległy (dla różnych poziomów prężności) i wielosekcyjny (w szczególności w części wysokoprężnej obiegu) [14].

W strukturze modelowanego kotła odzysknicowego znajduje się łącznie sześć podgrzewaczy wody zasilającej: NP, SP, WP1, WP2, WP3 i WP4. W układzie podgrzewacza wody zasilającej części niskoprężnej przewidziano linię obejściową i recyrkulacyjną. Przepływ w linii obejściowej wymiennika uruchamiany jest automatycznie, tak aby nie dopuścić do spadku niedogrzaną wody do walczaka NP poniżej 3°C. Linia recyrkulacyjna zapewnia temperaturę wody nie mniejszą niż 55°C na wlocie do wymiennika. Podgrzewacz wody zasilającej części średnioprężnej zabudowano równoległe z podgrzewaczem WP1. Podgrzewacz wody zasilającej w części wysokoprężnej realizowany jest w czterech połączonych szeregowo wymiennikach. Na rurociągach zasilających walczaki NP, SP i WP zainstalowano zawory

regulacyjne, których zadaniem jest utrzymanie stałego poziomu wody i podniesienie ciśnienia panującego w układach podgrzewaczy. Ciśnienie wody zasilającej w każdym z układów regulowane jest względem ciśnienia panującego w walczaku.

Modele cząstkowe wyszczególnionych powierzchni ogrzewalnych układu wody zasilającej opracowano zgodnie z przedstawionym analityczno-empirycznym modelem wymiany ciepła w warunkach zmienionych. Z uwagi na brak dostępnych danych pomiarowych oraz regulację dławieniową na rurociągach wylotowych w kierunku walczaków w układach podgrzewaczy nie rozważano strat ciśnienia. Oznaczenia punktów bilansowych zastosowane w równaniach modelowych są zgodne ze schematem zastępczym kotła odzysknicowego na Rys. 6.2.

Podgrzewacz wody zasilającej NP (EKO NP)

$$\dot{Q}_{EKO_{NP}} = \dot{m}_{e35}(h_{e35} - h_{e36}) \quad (6.16)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{NP}} = \dot{m}_{NP4}(h_{NP5} - h_{NP4}) \quad (6.17)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{NP}} = (U \cdot A)_{EKO_{NP}} \cdot \frac{(T_{e35} - T_{NP5}) - (T_{e36} - T_{NP4})}{\ln\left(\frac{T_{e35} - T_{NP5}}{T_{e36} - T_{NP4}}\right)} \quad (6.18)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A}\right)_{EKO_{NP}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}}\right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}}\right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}}\right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e35}}{\dot{m}_{e35_{nom}}}\right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{NP4}}{\dot{m}_{NP4_{nom}}}\right)^{k_5} \quad (6.19)$$

Podgrzewacz wody zasilającej SP (EKO SP) / podgrzewacz wody zasilającej WP1 (EKO WP1)

Podgrzewacze wody zasilającej SP i WP1 umiejscowione są równolegle względem przepływu gazów spalinowych. Temperatura wody za podgrzewaczem WP1 nie jest mierzona. Na podstawie bilansów gwarantowanych bloku gazowo-parowego ustalono, że temperatura wody zasilającej za wskazanymi wymiennikami jest zbliżona [37]. W modelu obliczeniowym kotła odzysknicowego założono, że temperatura wody za podgrzewaczem WP1 jest równa temperaturze wody za podgrzewaczem SP (6.24).

$$\dot{Q}_{EKO_{SP/WP1}} = \dot{m}_{e33}(h_{e33} - h_{e34}) = \dot{Q}_{EKO_{SP}} + \dot{Q}_{EKO_{WP1}} \quad (6.20)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{SP}} = \dot{m}_{SP3}(h_{SP4} - h_{SP3}) \quad (6.21)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{WP1}} = \dot{m}_{WP3}(h_{WP5} - h_{WP3}) \quad (6.22)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{SP/WP1}} = (U \cdot A)_{EKO_{SP/WP1}} \cdot \frac{(T_{e33} - T_{w2}) - (T_{e34} - T_{w1})}{\ln \left(\frac{T_{e33} - T_{w2}}{T_{e34} - T_{w1}} \right)} \quad (6.23)$$

$$T_{w1} = \frac{T_{SP3} + T_{WP3}}{2}; \quad T_{w2} = T_{SP4} = T_{WP5} \quad (6.24)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A} \right)_{EKO_{SP/WP1}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}} \right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}} \right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}} \right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e33}}{\dot{m}_{e33_{nom}}} \right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{SP3}}{\dot{m}_{SP3_{nom}}} \right)^{k_5} \left(\frac{\dot{m}_{WP3}}{\dot{m}_{WP3_{nom}}} \right)^{k_6} \quad (6.25)$$

Podgrzewacz wody zasilającej WP2 (EKO WP2)

$$\dot{Q}_{EKO_{WP2}} = \dot{m}_{e30}(h_{e30} - h_{e31}) \quad (6.26)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{WP2}} = \dot{m}_{WP5}(h_{WP7} - h_{WP5}) \quad (6.27)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{WP2}} = (U \cdot A)_{EKO_{WP2}} \cdot \frac{(T_{e30} - T_{WP7}) - (T_{e31} - T_{WP5})}{\ln \left(\frac{T_{e30} - T_{WP7}}{T_{e31} - T_{WP5}} \right)} \quad (6.28)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A} \right)_{EKO_{WP2}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}} \right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}} \right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}} \right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e30}}{\dot{m}_{e30_{nom}}} \right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{WP5}}{\dot{m}_{WP5_{nom}}} \right)^{k_5} \quad (6.29)$$

Podgrzewacz wody zasilającej WP3 (EKO WP3)

$$\dot{Q}_{EKO_{WP3}} = \dot{m}_{e29}(h_{e29} - h_{e30}) \quad (6.30)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{WP3}} = \dot{m}_{WP11}(h_{WP12} - h_{WP11}) \quad (6.31)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{WP3}} = (U \cdot A)_{EKO_{WP3}} \cdot \frac{(T_{e29} - T_{WP12}) - (T_{e30} - T_{WP11})}{\ln \left(\frac{T_{e29} - T_{WP12}}{T_{e30} - T_{WP11}} \right)} \quad (6.32)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A} \right)_{EKO_{WP3}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}} \right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}} \right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}} \right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e29}}{\dot{m}_{e29_{nom}}} \right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{WP11}}{\dot{m}_{WP11_{nom}}} \right)^{k_5} \quad (6.33)$$

Podgrzewacz wody zasilającej WP4 (EKO WP4)

$$\dot{Q}_{EKO_{WP4}} = \dot{m}_{e27}(h_{e27} - h_{e28}) \quad (6.34)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{WP4}} = \dot{m}_{WP12}(h_{WP13} - h_{WP12}) \quad (6.35)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{WP4}} = (U \cdot A)_{EKO_{WP4}} \cdot \frac{(T_{e27} - T_{WP13}) - (T_{e28} - T_{WP12})}{\ln\left(\frac{T_{e27} - T_{WP13}}{T_{e28} - T_{WP12}}\right)} \quad (6.36)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A}\right)_{EKO_{WP4}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}}\right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}}\right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}}\right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e27}}{\dot{m}_{e27_{nom}}}\right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{WP12}}{\dot{m}_{WP12_{nom}}}\right)^{k_5} \quad (6.37)$$

Współczynniki w równaniach modelowych (6.19), (6.25), (6.29), (6.33) i (6.37) wyznaczono rozwiązując zagadnienia zdefiniowane względem temperatury czynników roboczych za każdym z podgrzewaczy wody zasilającej jako (6.38). Parametry nominalne ustalono jako wartości uśrednione dla dostępnego zbioru danych bilansowych. Uzyskane współczynniki zestawiono w Tab. 6.3. Podsumowanie wyników po stronie wody zasilającej i spalin przedstawiono w Tab. 6.4.

$$\sum \left[\left(\frac{T_{e_{bilans}} - T_{e_{model}}}{T_{e_{bilans}}} \right)^2 + \left(\frac{T_{w_{bilans}} - T_{w_{model}}}{T_{w_{bilans}}} \right)^2 \right] \rightarrow \min \quad (6.38)$$

Tabela 6.3: Współczynniki w równaniach modelowych poszczególnych podgrzewaczy wody zasilającej.

Równanie	EKO NP (6.19)	EKO SP/WP1 (6.25)	EKO WP2 (6.29)	EKO WP3 (6.33)	EKO WP4 (6.37)
$U_{nom} \cdot A$	1644.0	1305.0	882.8	795.1	934.9
$\mu_{e_{nom}}$	$2.180 \cdot 10^{-5}$	$2.523 \cdot 10^{-5}$	$2.797 \cdot 10^{-5}$	$2.888 \cdot 10^{-5}$	$2.954 \cdot 10^{-5}$
$\lambda_{e_{nom}}$	$3.152 \cdot 10^{-2}$	$3.703 \cdot 10^{-2}$	$4.159 \cdot 10^{-2}$	$4.314 \cdot 10^{-2}$	$4.428 \cdot 10^{-2}$
$c_{p_{e_{nom}}}$	1.070	1.086	1.104	1.111	1.115
$\dot{m}_{e_{nom}}$	560.5	560.5	560.5	560.5	560.5
$\dot{m}_{w_{nom}}$	115.74	20.25 / 69.13	69.13	77.03	77.03
k_1	0.051	0.055	0.060	0.062	0.063
k_2	0.092	0.089	0.087	0.086	0.086
k_3	0.099	0.068	0.047	0.040	0.036
k_4	0.775	0.431	1.149	1.329	1.981
k_5/k_6	-0.130	-0.312 / 0.205	-0.554	-0.451	-1.673

Tabela 6.4: Podsumowanie wyników dla równań modelowych wymiany ciepła w podgrzewaczach wody.

Strona czynnika roboczego	woda zasilająca			spaliny		
	R^2	MAE	MRE	R^2	MAE	MRE
podgrzewacz wody NP	94.87%	1.37 K	0.33%	98.78%	0.78 K	0.16%
podgrzewacz wody SP podgrzewacz wody WP1	98.20%	1.03 K	0.20%	98.96%	0.83 K	0.18%
podgrzewacz wody WP2	97.33%	1.15 K	0.20%	99.00%	0.69 K	0.13%
podgrzewacz wody WP3	98.53%	0.83 K	0.14%	99.27%	0.61 K	0.10%
podgrzewacz wody WP4	98.73%	0.77 K	0.13%	99.29%	0.68 K	0.11%

Niedogrzenie wody zasilającej względem warunków nasycenia panujących w walczakach NP, SP i WP wyznaczano zgodnie z zależnościami (6.39), (6.40), (6.41)

$$\Delta T_{AT_{NP}} = T_{sat_{NP}} - T_{NP9} \quad (6.39)$$

$$\Delta T_{AT_{SP}} = T_{sat_{SP}} - T_{SP6} \quad (6.40)$$

$$\Delta T_{AT_{WP}} = T_{sat_{WP}} - T_{WP13} \quad (6.41)$$

6.4 Parownik i walczak

Woda zasilająca o parametrach zbliżonych do warunków nasycenia wprowadzana jest poprzez kolektor rozdzielczy do przestrzeni wodnej walczaka. Podstawowym zadaniem walczaka jest odseparowanie pary nasyconej suchej wytworzonej w obiegu. Woda z dolnej przestrzeni walczaka kierowana jest do rur opadowych parownika. Wskutek odbioru ciepła od spalin omywających zewnętrzną powierzchnię ogrzewalną dochodzi do odparowania wody, a wygenerowana mieszanina parowo-wodna wraca rurami wznoszącymi do przestrzeni parowej walczaka. Krople wody oddzielane są w separatorze typu siatkowego, a para nasycona sucha przepływa w kierunku kolektora zbiorczego i układu przegrzewaczy pary [14], [116]. Parownik części niskoprężnej pełni zazwyczaj dodatkową funkcję deaeracyjną w obiegu wodno-parowym. W porównaniu do tradycyjnego odgazowywacza termicznego, gdzie para do odgazowania pobierana jest najczęściej z upustu turbozespołu parowego, rozwiązanie to charakteryzuje się większą sprawnością egzergetyczną [14].

Spod lustra wody w walczaku wyprowadzona jest linia odsalania, a z dolnych komór zbiorczych parownika – linia odmulania. W układzie modelowanego kotła odzysknicowego odsalanie realizowane jest w sposób cykliczny. Odmulanie prowadzone jest przez operatora bloku jedynie w przypadku stwierdzenia znacznego pogorszenia parametrów fizykochemicznych w obiegu wodno-parowym.

Cyrkulacja czynnika roboczego w układzie parownika ma charakter samoczynny i wynika z różnicy gęstości pomiędzy wodą i wytworzoną mieszaniną parowo-wodną. Stopień suchości pary wodnej w rurach wznoszących nie powinien być większy niż 0.2, tak aby uniknąć wrzenia błonowego prowadzącego do pogorszenia warunków wymiany ciepła. Krotność cyrkulacji w parowniku nie powinna być zatem mniejsza niż 5 [116]. W typowych układach kotłów odzysknicowych o obiegu naturalnymrotność cyrkulacji zawiera się zazwyczaj w przedziale 7-25, przy czym górny zakres wartości odpowiada niższym ciśnieniom wrzenia [14].

W strukturze modelowanego kotła odzysknicowego w każdej z części ciśnieniowych (niskoprężnej, średnioprężnej i wysokoprężnej) znajduje się jeden walczak pracujący w układzie z jednym parownikiem. Dla walczaków NP, SP i WP zapisano równania bilansowe masy i energii w stanie ustalonym. Modele cząstkowe parowników NP, SP i WP opracowano zgodnie z przedstawionym analityczno-empirycznym modelem wymiany ciepła w warunkach zmienionych. W modelu matematycznym kotła odzysknicowego założono, że parametry termodynamiczne czynników roboczych w rurociągach opadowych i wznoszących odpowiadają wodzie i parze wodnej w stanie nasycenia. Z uwagi na brak dostępnych danych pomiarowych w obiegach parowników nie rozpatrywano strat ciśnienia. Poszczególne strumienie odsolin ustalono na podstawie uśrednionych strat w obiegu wodno-parowym jako 1% natężenia przepływu wody zasilającej kierowanej do walczaka. Parametry termodynamiczne odsolin odpowiadają wodzie w stanie nasycenia. Oznaczenia punktów bilansowych zastosowane w równaniach modelowych są zgodne ze schematem zastępczym kotła odzysknicowego na Rys. 6.2.

Walczak niskoprężny

$$\dot{m}_{NP9} + \dot{m}_{NP13} - \dot{m}_{NP12} - \dot{m}_{NP14} - \dot{m}_{NP15} = 0 \quad (6.42)$$

$$\dot{m}_{NP9}h_{NP9} + \dot{m}_{NP13}h_{NP13} - \dot{m}_{NP12}h_{NP12} - \dot{m}_{NP14}h_{NP14} - \dot{m}_{NP15}h_{NP15} = 0 \quad (6.43)$$

Parownik niskoprężny (PAR NP)

$$\dot{Q}_{PARNP} = \dot{m}_{e34}(h_{e34} - h_{e35}) \quad (6.44)$$

$$\dot{Q}_{PARNP} = \dot{m}_{NP12}(h_{NP13} - h_{NP12}) \quad (6.45)$$

$$\dot{Q}_{PARNP} = (U \cdot A)_{PARNP} \cdot \frac{(T_{e34} - T_{satNP}) - (T_{e35} - T_{satNP})}{\ln\left(\frac{T_{e34} - T_{satNP}}{T_{e35} - T_{satNP}}\right)} \quad (6.46)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A}\right)_{PARNP} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e,nom}}\right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e,nom}}\right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_e,nom}}\right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e34}}{\dot{m}_{e34,nom}}\right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{NP12}}{\dot{m}_{NP12,nom}}\right)^{k_5} \quad (6.47)$$

Walczak średnioprężny

$$\dot{m}_{SP7} + \dot{m}_{SP9} - \dot{m}_{SP8} - \dot{m}_{SP10} - \dot{m}_{SP11} = 0 \quad (6.48)$$

$$\dot{m}_{SP7}h_{SP7} + \dot{m}_{SP9}h_{SP9} - \dot{m}_{SP8}h_{SP8} - \dot{m}_{SP10}h_{SP10} - \dot{m}_{SP11}h_{SP11} = 0 \quad (6.49)$$

Parownik średnioprężny (PAR SP)

$$\dot{Q}_{PARSP} = \dot{m}_{e31}(h_{e31} - h_{e32}) \quad (6.50)$$

$$\dot{Q}_{PARSP} = \dot{m}_{SP8}(h_{SP9} - h_{SP8}) \quad (6.51)$$

$$\dot{Q}_{PARSP} = (U \cdot A)_{PARSP} \cdot \frac{(T_{e31} - T_{satSP}) - (T_{e32} - T_{satSP})}{\ln\left(\frac{T_{e31} - T_{satSP}}{T_{e32} - T_{satSP}}\right)} \quad (6.52)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A}\right)_{PARSP} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e,nom}}\right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e,nom}}\right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_e,nom}}\right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e31}}{\dot{m}_{e31,nom}}\right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{S87}}{\dot{m}_{S87,nom}}\right)^{k_5} \quad (6.53)$$

Walczak wysokoprężny

$$\dot{m}_{WP13} + \dot{m}_{WP15} - \dot{m}_{WP14} - \dot{m}_{WP16} - \dot{m}_{WP17} = 0 \quad (6.54)$$

$$\dot{m}_{WP13}h_{WP13} + \dot{m}_{WP15}h_{WP15} - \dot{m}_{WP14}h_{WP14} - \dot{m}_{WP16}h_{WP16} - \dot{m}_{WP17}h_{WP17} = 0 \quad (6.55)$$

Parownik wysokoprężny (PAR WP)

$$\dot{Q}_{PARWP} = \dot{m}_{e26}(h_{e26} - h_{e27}) \quad (6.56)$$

$$\dot{Q}_{PARWP} = \dot{m}_{WP14}(h_{WP15} - h_{WP14}) \quad (6.57)$$

$$\dot{Q}_{PARWP} = (U \cdot A)_{PARWP} \cdot \frac{(T_{e26} - T_{satWP}) - (T_{e27} - T_{satWP})}{\ln\left(\frac{T_{e26} - T_{satWP}}{T_{e27} - T_{satWP}}\right)} \quad (6.58)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A}\right)_{PARWP} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}}\right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}}\right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}}\right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e26}}{\dot{m}_{e26_{nom}}}\right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{WP14}}{\dot{m}_{WP14_{nom}}}\right)^{k_5} \quad (6.59)$$

Współczynniki w równaniach modelowych (6.47), (6.53) i (6.59) wyznaczono rozwiązując zagadnienia zdefiniowane względem strumienia pary wytwarzanej w obiegu każdego z parowników jako (6.60). Parametry nominalne ustalono jako wartości uśrednione dla dostępnego zbioru danych bilansowych. Uzyskane współczynniki zestawiono w Tab. 6.5. Podsumowanie wyników po stronie mieszaniny wodno-parowej i spalin przedstawiono w Tab. 6.6.

$$\sum \left(\dot{m}_{w/s_{bilans}} - \dot{m}_{w/s_{model}}\right)^2 \rightarrow \min \quad (6.60)$$

Tabela 6.5: Współczynniki w równaniach modelowych poszczególnych parowników.

Równanie	PAR NP (6.47)	PAR SP (6.53)	PAR WP (6.59)
$U_{nom} \cdot A$	774.9	661.1	1694.1
$\mu_{e_{nom}}$	$2.363 \cdot 10^{-5}$	$2.684 \cdot 10^{-5}$	$3.204 \cdot 10^{-5}$
$\lambda_{e_{nom}}$	$3.443 \cdot 10^{-2}$	$3.969 \cdot 10^{-2}$	$4.872 \cdot 10^{-2}$
$c_{p_{e_{nom}}}$	1.078	1.096	1.136
$\dot{m}_{e_{nom}}$	560.5	560.5	560.5
$\dot{m}_{w/s_{nom}}$	8.23	9.07	76.14
k_1	0.053	0.058	0.069
k_2	0.090	0.088	0.083
k_3	0.081	0.055	0.021

Równanie	PAR NP (6.47)	PAR SP (6.53)	PAR WP (6.59)
k_4	-0.585	0.115	1.083
k_5	0.972	0.840	-0.442

Tabela 6.6: Podsumowanie wyników dla równań modelowych wymiany ciepła w parownikach.

Strona czynnika roboczego	mieszanina wodno-parowa			spaliny		
	R^2	MAE	MRE	R^2	MAE	MRE
parownik NP	96.77%	0.33 kg/s	4.15%	96.57%	1.17 K	0.27%
parownik SP	95.47%	0.39 kg/s	4.26%	96.76%	1.12 K	0.22%
parownik WP	99.76%	0.57 kg/s	0.74%	98.72%	1.00 K	0.16%

Wartości przewężeń temperaturowych za parownikami NP, SP i WP wyznaczano zgodnie z zależnościami (6.61), (6.62), (6.63).

$$\Delta T_{PP_{NP}} = T_{e35} - T_{sat_{NP}} \quad (6.61)$$

$$\Delta T_{PP_{SP}} = T_{e32} - T_{sat_{SP}} \quad (6.62)$$

$$\Delta T_{PP_{WP}} = T_{e27} - T_{sat_{WP}} \quad (6.63)$$

6.5 Przegrzewacz pary

W przegrzewaczu dochodzi do przegrzania pary nasyconej suchej wytworzonej w obiegu wodno-parowym kotła odzysknicowego. Temperatura pary wylotowej z części wysokoprężnej i wtórnie przegrzanej regulowana jest przez wtrysk wody w układzie schładzaczy międzystopniowych, które zabudowane są przed ostatnimi segmentami wymienników. Temperatura pary wylotowej z części niskoprężnej nie jest regulowana.

W strukturze modelowanego kotła odzysknicowego znajduje się łącznie sześć przegrzewaczy pary: NP, SP1, SP2, SP3, WP1 i WP2. Modele cząstkowe wyszczególnionych powierzchni ogrzewalnych układu przegrzewu pary opracowano zgodnie z przedstawionym analityczno-empirycznym modelem wymiany ciepła w warunkach zmienionych. Pracę schładzaczy międzystopniowych pary pierwotnej WP i wtórnie przegrzanej SP zamodelowano

w oparciu o zasady zachowania masy i energii. Woda do układu wtryskowego schładzacza pary pierwotnej WP pobierana jest zarówno z rurociągu tłoczego pomp wody zasilającej WP, jak i przed podgrzewacza wody zasilającej WP4. Temperatura wody wtryskowej do części wysokopiętnej ustalana jest względem temperatury nasycenia w walczaku WP (6.94). Straty ciśnienia w układach przegrzewaczy zamodelowano na podstawie dostępnych danych pomiarowych z wykorzystaniem równania Darcy'ego-Weisbacha (5.4). Oznaczenia punktów bilansowych zastosowane w równaniach modelowych są zgodne ze schematem zastępczym kotła odzysknicowego na Rys. 6.2.

Przegrzewacz pary pierwotnej NP (PRZ NP)

$$\dot{Q}_{PRZ_{NP}} = \dot{m}_{e32}(h_{e32} - h_{e33}) \quad (6.64)$$

$$\dot{Q}_{PRZ_{NP}} = \dot{m}_{NP15}(h_{NP16} - h_{NP15}) \quad (6.65)$$

$$\dot{Q}_{PRZ_{NP}} = (U \cdot A)_{PRZ_{NP}} \cdot \frac{(T_{e32} - T_{NP16}) - (T_{e33} - T_{NP15})}{\ln\left(\frac{T_{e32} - T_{NP16}}{T_{e33} - T_{NP15}}\right)} \quad (6.66)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A}\right)_{PRZ_{NP}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}}\right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}}\right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}}\right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e32}}{\dot{m}_{e32_{nom}}}\right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{NP15}}{\dot{m}_{NP15_{nom}}}\right)^{k_5} \quad (6.67)$$

Przegrzewacz pary pierwotnej SP1 (PRZ SP1)

$$\dot{Q}_{PRZ_{SP1}} = \dot{m}_{e28}(h_{e28} - h_{e29}) \quad (6.68)$$

$$\dot{Q}_{PRZ_{SP1}} = \dot{m}_{SP11}(h_{SP12} - h_{SP11}) \quad (6.69)$$

$$\dot{Q}_{PRZ_{SP1}} = (U \cdot A)_{PRZ_{SP1}} \cdot \frac{(T_{e28} - T_{SP12}) - (T_{e29} - T_{SP11})}{\ln\left(\frac{T_{e28} - T_{SP12}}{T_{e29} - T_{SP11}}\right)} \quad (6.70)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A}\right)_{PRZ_{SP1}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}}\right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}}\right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}}\right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e28}}{\dot{m}_{e28_{nom}}}\right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{SP11}}{\dot{m}_{SP11_{nom}}}\right)^{k_5} \quad (6.71)$$

Przegrzewacz pary wtórnej SP2 (PRZ SP2)

$$\dot{Q}_{PRZ_{SP2}} = \dot{m}_{e24}(h_{e24} - h_{e25}) \quad (6.72)$$

$$\dot{Q}_{PRZ_{SP2}} = \dot{m}_{SP16}(h_{SP17} - h_{SP16}) \quad (6.73)$$

$$\dot{Q}_{PRZ_{SP2}} = (U \cdot A)_{PRZ_{SP2}} \cdot \frac{(T_{e24} - T_{SP17}) - (T_{e25} - T_{SP16})}{\ln\left(\frac{T_{e24} - T_{SP17}}{T_{e25} - T_{SP16}}\right)} \quad (6.74)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A}\right)_{PRZ_{SP2}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}}\right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}}\right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}}\right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e24}}{\dot{m}_{e24_{nom}}}\right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{SP16}}{\dot{m}_{SP16_{nom}}}\right)^{k_5} \quad (6.75)$$

Przegrzewacz pary wtórnej SP3 (PRZ SP3)

$$\dot{Q}_{PRZ_{SP3}} = \dot{m}_{e22}(h_{e22} - h_{e23}) \quad (6.76)$$

$$\dot{Q}_{PRZ_{SP3}} = \dot{m}_{SP18}(h_{SP19} - h_{SP18}) \quad (6.77)$$

$$\dot{Q}_{PRZ_{SP3}} = (U \cdot A)_{PRZ_{SP3}} \cdot \frac{(T_{e22} - T_{SP19}) - (T_{e23} - T_{SP18})}{\ln\left(\frac{T_{e22} - T_{SP19}}{T_{e23} - T_{SP18}}\right)} \quad (6.78)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A}\right)_{PRZ_{SP3}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}}\right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}}\right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}}\right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e22}}{\dot{m}_{e22_{nom}}}\right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{SP18}}{\dot{m}_{SP18_{nom}}}\right)^{k_5} \quad (6.79)$$

Przegrzewacz pary pierwotnej WP1 (PRZ WP1)

$$\dot{Q}_{PRZ_{WP1}} = \dot{m}_{e25}(h_{e25} - h_{e26}) \quad (6.80)$$

$$\dot{Q}_{PRZ_{WP1}} = \dot{m}_{WP17}(h_{WP18} - h_{WP17}) \quad (6.81)$$

$$\dot{Q}_{PRZ_{WP1}} = (U \cdot A)_{PRZ_{WP1}} \cdot \frac{(T_{e25} - T_{WP18}) - (T_{e26} - T_{WP17})}{\ln\left(\frac{T_{e25} - T_{WP18}}{T_{e26} - T_{WP17}}\right)} \quad (6.82)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A}\right)_{PRZ_{WP1}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}}\right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}}\right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}}\right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e25}}{\dot{m}_{e25_{nom}}}\right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{WP17}}{\dot{m}_{WP17_{nom}}}\right)^{k_5} \quad (6.83)$$

Przegrzewacz pary pierwotnej WP2 (PRZ WP2)

$$\dot{Q}_{PRZWP2} = \dot{m}_{e23}(h_{e23} - h_{e24}) \quad (6.84)$$

$$\dot{Q}_{PRZWP2} = \dot{m}_{WP19}(h_{WP20} - h_{WP19}) \quad (6.85)$$

$$\dot{Q}_{PRZWP2} = (U \cdot A)_{PRZWP2} \cdot \frac{(T_{e23} - T_{WP20}) - (T_{e24} - T_{WP19})}{\ln\left(\frac{T_{e23} - T_{WP20}}{T_{e24} - T_{WP19}}\right)} \quad (6.86)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A}\right)_{PRZWP2} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e,nom}}\right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e,nom}}\right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e,nom}}}\right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e23}}{\dot{m}_{e23,nom}}\right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{WP19}}{\dot{m}_{WP19,nom}}\right)^{k_5} \quad (6.87)$$

Schlądzacz międzystopniowy pary wtórnie przegrzanej SP

$$\dot{m}_{SP17} + \dot{m}_{SP2} - \dot{m}_{SP18} = 0 \quad (6.88)$$

$$\dot{m}_{SP17}h_{SP17} + \dot{m}_{SP2}h_{SP2} - \dot{m}_{SP18}h_{SP18} = 0 \quad (6.89)$$

Schlądzacz międzystopniowy pary pierwotnej WP

$$\dot{m}_{WP18} + \dot{m}_{WP10} - \dot{m}_{WP19} = 0 \quad (6.90)$$

$$\dot{m}_{WP18}h_{WP18} + \dot{m}_{WP10}h_{WP10} - \dot{m}_{WP19}h_{WP19} = 0 \quad (6.91)$$

$$\dot{m}_{WP1} + \dot{m}_{WP9} - \dot{m}_{WP10} = 0 \quad (6.92)$$

$$\dot{m}_{WP1}h_{WP1} + \dot{m}_{WP9}h_{WP9} - \dot{m}_{WP10}h_{WP10} = 0 \quad (6.93)$$

$$T_{WP10} = T_{sat_{WP}} - 45 \quad (6.94)$$

Współczynniki w równaniach modelowych (6.67), (6.71), (6.75), (6.79), (6.83) i (6.87) wyznaczono rozwiązując zagadnienia zdefiniowane względem temperatury czynników roboczych za każdym z przegrzewaczy pary jako (6.95). Parametry nominalne ustalono jako wartości uśrednione dla dostępnego zbioru danych bilansowych. Uzyskane współczynniki zestawiono w Tab. 6.7. Podsumowanie wyników po stronie pary wodnej i spalin przedstawiono w Tab. 6.8.

$$\sum \left[\left(\frac{T_{e_{bilans}} - T_{e_{model}}}{T_{e_{bilans}}} \right)^2 + \left(\frac{T_{s_{bilans}} - T_{s_{model}}}{T_{s_{bilans}}} \right)^2 \right] \rightarrow \min \quad (6.95)$$

Tabela 6.7: Współczynniki w równaniach modelowych poszczególnych przegrzewaczy pary.

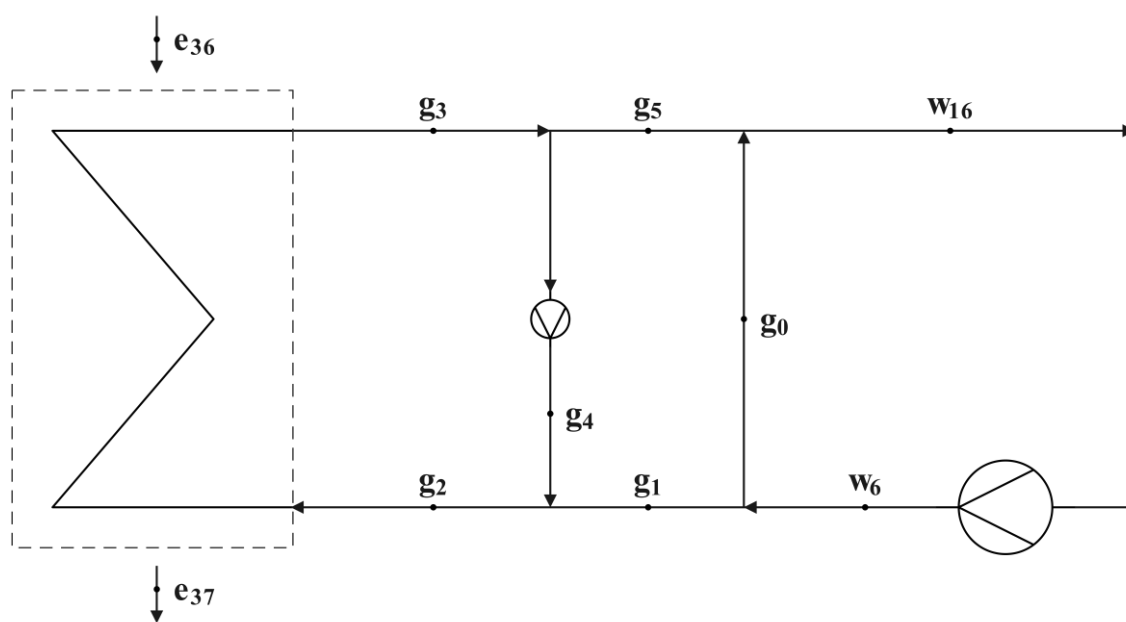
Równanie	PRZ NP (6.67)	PRZ SP1 (6.71)	PRZ SP2 (6.75)	PRZ SP3 (6.79)	PRZ WP1 (6.83)	PRZ WP2 (6.87)
$U_{nom} \cdot A$	774.9	60.7	292.2	88.3	584.8	190.6
$\mu_{e_{nom}}$	$2.363 \cdot 10^{-5}$	$2.921 \cdot 10^{-5}$	$3.772 \cdot 10^{-5}$	$3.987 \cdot 10^{-5}$	$3.556 \cdot 10^{-5}$	$3.912 \cdot 10^{-5}$
$\lambda_{e_{nom}}$	$3.443 \cdot 10^{-2}$	$4.371 \cdot 10^{-2}$	$5.911 \cdot 10^{-2}$	$6.323 \cdot 10^{-2}$	$5.506 \cdot 10^{-2}$	$6.178 \cdot 10^{-2}$
$c_{p_{e_{nom}}}$	1.078	1.113	1.183	1.202	1.165	1.195
$\dot{m}_{e_{nom}}$	560.5	560.5	560.5	560.5	560.5	560.5
$\dot{m}_{w_{nom}}$	8.23	9.01	86.86	88.71	75.94	80.16
k_1	0.057	0.062	0.075	0.081	0.069	0.079
k_2	0.089	0.086	0.077	0.076	0.078	0.077
k_3	0.059	0.038	0.001	-0.009	0.011	-0.005
k_4	-0.585	-0.718	0.290	0.374	0.563	0.282
k_5	0.972	1.295	0.501	0.203	0.040	0.233

Tabela 6.8: Podsumowanie wyników dla równań modelowych wymiany ciepła w przegrzewaczach pary.

Strona czynnika roboczego	para wodna			spaliny		
	R^2	MAE	MRE	R^2	MAE	MRE
przegrzewacz pary NP	99.15%	1.02 K	0.14%	99.99%	0.02 K	0.01%
przegrzewacz pary SP1	96.34%	1.21 K	0.21%	99.99%	0.04 K	0.01%
przegrzewacz pary SP2	99.32%	0.64 K	0.08%	99.88%	0.19 K	0.02%
przegrzewacz pary SP3	98.35%	1.13 K	0.14%	99.96%	0.33 K	0.04%
przegrzewacz pary WP1	99.65%	0.76 K	0.10%	99.21%	0.25 K	0.03%
przegrzewacz pary WP2	99.26%	1.38 K	0.19%	99.87%	0.49 K	0.05%

6.6 Ekonomizer podgrzewu wody sieciowej

Ekonomizer podgrzewu wody sieciowej stanowi przedostatnią powierzchnię ogrzewalną w układzie modelowanego kotła odzysknicowego. Woda kierowana jest do wymiennika bezpośrednio z rurociągu tłocznego pomp wody sieciowej. W układzie ekonomizera przewidziano linię recyrkulacyjną, której zadaniem jest utrzymanie temperatury nie mniejszej niż 55°C na wlocie do kotła odzysknicowego. Linia obejściowa wymiennika zapewnia z kolei minimalny przepływ wody za pompami cyrkulacyjnymi. Woda sieciowa podgrzana w ekonomizerze kierowana jest do rurociągu wyjściowego systemu ciepłowniczego. Przepływ wody przez wymiennik regulowany jest przez układ automatyki na podstawie zadanej temperatury spalin odprowadzanych do otoczenia. Schemat zastępczy ekonomizera podgrzewu wody sieciowej wraz z przyjętymi oznaczeniami punktów bilansowych przedstawiono na Rys. 6.4.



Rysunek 6.4. Schemat zastępczy modelowanego ekonomizera podgrzewu wody sieciowej.

Model powierzchni ogrzewalnej ekonomizera opracowano na podstawie przedstawionego analityczno-empirycznego modelu wymiany ciepła w warunkach zmienionych. Oznaczenia punktów bilansowych zastosowane w równaniach modelowych są zgodne ze schematem zastępczym układu na Rys. 6.4.

$$\dot{Q}_{EKO_{SC}} = \dot{m}_{e36}(h_{e36} - h_{e37}) \quad (6.96)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{SC}} = \dot{m}_{w3}(h_{g3} - h_{g2}) \quad (6.97)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{SC}} = (U \cdot A)_{EKO_{SC}} \cdot \frac{(T_{e36} - T_{g3}) - (T_{e37} - T_{g2})}{\ln\left(\frac{T_{e36} - T_{g3}}{T_{e37} - T_{g2}}\right)} \quad (6.98)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A}\right)_{EKO_{SC}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}}\right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}}\right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}}\right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e36}}{\dot{m}_{e36_{nom}}}\right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{g2}}{\dot{m}_{g3_{nom}}}\right)^{k_5} \quad (6.99)$$

Współczynniki w równaniu modelowym (6.99) wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem temperatury czynników roboczych za ekonomizerem jako (6.100). Parametry nominalne ustalono jako wartości uśrednione dla dostępnego zbioru danych bilansowych. Podsumowanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 6.9.

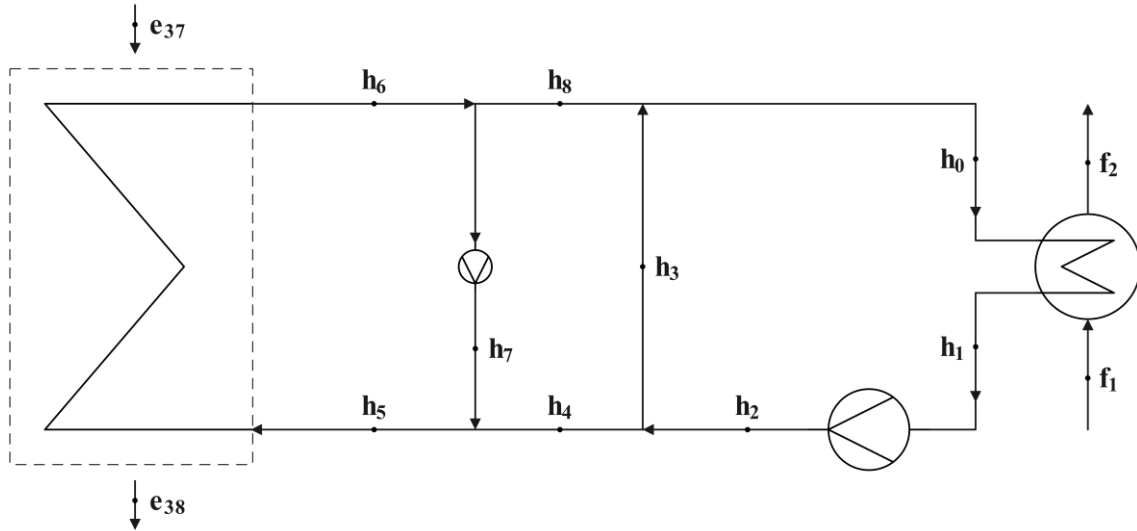
$$\sum \left[\left(\frac{T_{e37_{bilans}} - T_{e37_{model}}}{T_{e37_{bilans}}} \right)^2 + \left(\frac{T_{g3_{bilans}} - T_{g3_{model}}}{T_{g3_{bilans}}} \right)^2 \right] \rightarrow \min \quad (6.100)$$

Tabela 6.9: Podsumowanie wyników dla równania modelowego wymiany ciepła w ekonomizerze podgrzewu wody sieciowej.

Równanie modelowe	$\left(\frac{U \cdot A}{596.9}\right)_{EKO_{SC}} = \left(\frac{\mu_e}{2.01 \cdot 10^{-5}}\right)^{1.095} \left(\frac{\lambda_e}{2.89 \cdot 10^{-2}}\right)^{1.125} \left(\frac{c_{p_e}}{1.063}\right)^{-0.121} \left(\frac{\dot{m}_{e36}}{566.0}\right)^{0.420} \left(\frac{\dot{m}_{g2}}{74.51}\right)^{0.593}$	
Strona czynnika roboczego	woda sieciowa	spaliny
R^2	99.70%	99.80%
MAE	0.67 K	0.15 K
MRE	0.03%	0.01%

6.7 Ekonomizer podgrzewu paliwa gazowego

Ekonomizer podgrzewu paliwa gazowego stanowi ostatnią powierzchnię ogrzewalną w układzie modelowanego kotła odzysknicowego. Woda cyrkulująca w obiegu zamkniętym wymiennika wykorzystywana jest do podgrzewu wstępnego paliwa gazowego. W układzie ekonomizera przewidziano linię recyrkulacyjną i obejściową. Układ automatycznej regulacji utrzymuje stałą temperaturę 55°C zarówno na wlocie do kotła odzysknicowego, jak i przed podgrzewaczami wstępnymi gazu. Nominalny przepływ wody za pompą cyrkulacyjną wynosi 43 kg/s. Schemat zastępczy ekonomizera podgrzewu paliwa gazowego wraz z przyjętymi oznaczeniami punktów bilansowych przedstawiono na Rys. 6.5.



Rysunek 6.5. Schemat zastępczy modelowanego ekonomizera podgrzewu paliwa gazowego.

Model powierzchni ogrzewalnej ekonomizera opracowano na podstawie przedstawionego analityczno-empirycznego modelu wymiany ciepła w warunkach zmienionych. Oznaczenia punktów bilansowych zastosowane w równaniach modelowych są zgodne ze schematem zastępczym układu na Rys. 6.5.

$$\dot{Q}_{EKO_{PG}} = \dot{m}_{e37}(h_{e37} - h_{e38}) \quad (6.101)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{PG}} = \dot{m}_{h5}(h_{h6} - h_{h5}) \quad (6.102)$$

$$\dot{Q}_{EKO_{PG}} = (U \cdot A)_{EKO_{PG}} \cdot \frac{(T_{e37} - T_{h6}) - (T_{e38} - T_{h5})}{\ln\left(\frac{T_{e37} - T_{h6}}{T_{e38} - T_{h5}}\right)} \quad (6.103)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{U_{nom} \cdot A}\right)_{EKO_{PG}} = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{e_{nom}}}\right)^{k_1} \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_{e_{nom}}}\right)^{k_2} \left(\frac{c_{p_e}}{c_{p_{e_{nom}}}}\right)^{k_3} \left(\frac{\dot{m}_{e37}}{\dot{m}_{e37_{nom}}}\right)^{k_4} \left(\frac{\dot{m}_{h5}}{\dot{m}_{h5_{nom}}}\right)^{k_5} \quad (6.104)$$

Współczynniki w równaniu modelowym (6.104) wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem temperatury czynników roboczych za ekonomizerem jako (6.105). Parametry nominalne ustalono jako wartości uśrednione dla dostępnego zbioru danych bilansowych. Podsumowanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 6.10.

$$\sum \left[\left(\frac{T_{e38_{bilans}} - T_{e38_{model}}}{T_{e38_{bilans}}} \right)^2 + \left(\frac{T_{h6_{bilans}} - T_{h6_{model}}}{T_{h6_{bilans}}} \right)^2 \right] \rightarrow \min \quad (6.105)$$

Tabela 6.10: Podsumowanie wyników dla równania modelowego wymiany ciepła w ekonomizerze podgrzewu paliwa gazowego.

Równanie modelowe	$\left(\frac{U \cdot A}{90.7}\right)_{EKOPG} = \left(\frac{\mu_e}{1.97 \cdot 10^{-5}}\right)^{1.050} \left(\frac{\lambda_e}{2.82 \cdot 10^{-2}}\right)^{1.027} \left(\frac{c_{p_e}}{1.062}\right)^{-0.284} \left(\frac{\dot{m}_{e37}}{564.5}\right)^{0.257} \left(\frac{\dot{m}_{h5}}{22.55}\right)^{0.091}$	
Strona czynnika roboczego	woda grzewcza	spaliny
R^2	99.41%	99.95%
MAE	0.23 K	0.03 K
MRE	0.07%	0.01%

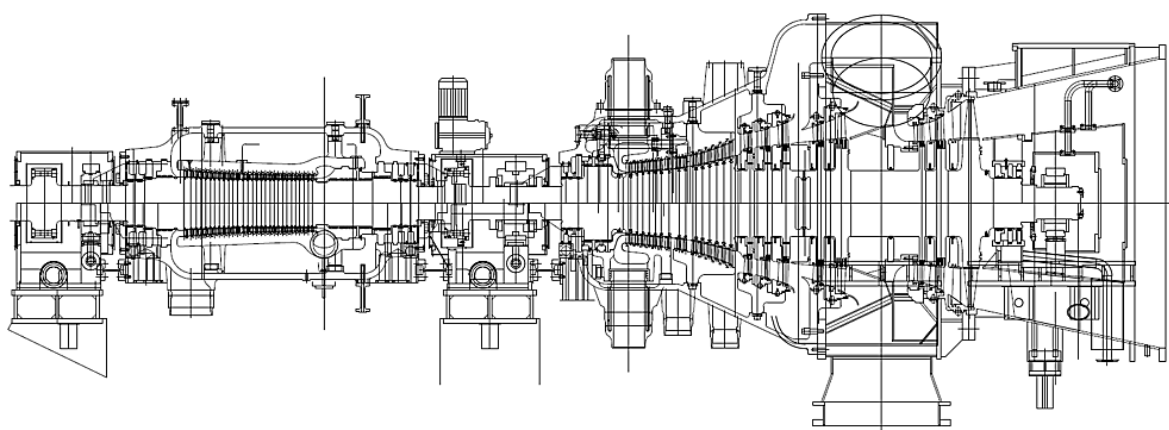
7 Turbozespół parowy DST-S10

7.1 Identyfikacja układu turbozespołu parowego

Turbozespół parowy zainstalowany w Elektrociepłowni Żerań został dostarczony przez czeski oddział Doosan Škoda Power (DSPW). Model DST-S10 jest jednostką przeciwprężną, jednowałową, dwukadłubową, z jednym nieregulowanym upustem pary. Nominalna moc elektryczna turbozespołu parowego wynosi 155 MW. Nominalne parametry pary wlotowej ujęto w Tab. 7.1. Przekrój osiowy analizowanej jednostki DST-S10 przedstawiono na Rys. 7.1.

Tabela 7.1: Nominalne parametry pary kierowanej do analizowanego turbozespołu parowego DST-S10 [39].

Parametry pary	Ciśnienie		Temperatura nominalna	Nominalne natężenie przepływu
	nominalne	zakres roboczy		
para niskoprężna	0.567 MPa	powyżej 0.3 MPa	232°C	11.09 kg/s
para wtórnie przegrzana	3.40 MPa	1.20 – 3.74 MPa	565°C	106.32 kg/s
para wysokoprężna	15.31 MPa	6.90 – 16.33 MPa	565°C	96.1 kg/s



Rysunek 7.1: Przekrój osiowy analizowanego turbozespołu parowego DST-S10 [39].

Para świeża wysokoprężna wygenerowana w kotle odzysknicowym wprowadzana jest do części wysokoprężnej (WP) turbozespołu parowego, która zabudowana jest w oddzielnym kadłubie. Układ przepływowy części wysokoprężnej składa się łącznie z 29 stopni turbinowych typu reakcyjnego. Podczas rozruchu jednostki i naboru obciążenia w fazie początkowej część pary wlotowej kierowana jest poprzez pierścień grzewczy do przestrzeni pomiędzy kadłubem

wewnętrzny i zewnętrzny w celu ich równomiernego wygrzewania. Para przepracowana w części wysokoprężnej odprowadzana jest do układu przegrzewu wtórnego.

Para wtórnie przegrzana wygenerowana w kotle odzysknicowym wprowadzana jest do części średnioprężnej (SP) turbozespołu parowego. Układ przepływowy części średnioprężnej składa się łącznie z 15 stopni turbinowych typu reakcyjnego. Za siódmym stopniem turbinowym zlokalizowany jest upust umożliwiający zasilanie stacji redukcyjno-schładzającej pary technologicznej dla odbiorców zewnętrznych i na potrzeby własne bloku gazowo-parowego. Ciśnienie pary upustowej nie jest regulowane.

Para świeża niskoprężna wygenerowana w kotle odzysknicowym wprowadzana jest do części niskoprężnej (NP) turbozespołu parowego. Układ przepływowy części niskoprężnej składa się łącznie z 8 stopni turbinowych typu akcyjnego. Para niskoprężna kierowana do turbiny parowej miesza się z parą przepracowaną w części SP. Za trzecim stopniem turbinowym części NP strumień pary jest rozdzielany. Część pary, która przepływa przez kolejne dwa stopnie turbinowe (stopień 4. i 5.), odprowadzana jest poprzez wylot promieniowy do wymiennika ciepłowniczego (DWH2). Pozostała część pary, która przepływa przez dalsze trzy stopnie turbinowe (stopień 6., 7. i 8.), odprowadzana jest poprzez wylot osiowy do wymiennika podturbinowego (DWH1). Stosunek wskazanych strumieni pary jest porównywalny, co gwarantuje równomierne obciążenie wymienników sieciowych. Gardziel wylotowa skierowana do wymiennika podturbinowego wyposażona jest w układ chłodzenia kondensatem. Wtrysk uruchamiany jest automatycznie w przypadku pracy z niewielkimi przepływami pary w części niskoprężnej, które mogą prowadzić do zwiększonych strat wentylacyjnych układu łopatkowego i wzrostu temperatury wylotowej [116], [118].

Gazy nieskondensowane, których obecność wpływa na pogorszenie efektywności wymiany ciepła, usuwane są z połączonych przestrzeni parowych wymienników poprzez układ pomp próżniowych z pierścieniem wodnym. Skropliny z wymienników odprowadzane są do zbiornika kondensatu umiejscowionego poniżej wymiennika podturbinowego. Do zbiornika kierowana jest również woda z za podgrzewaczy właściwych paliwa gazowego i woda zdeminalizowana na potrzeby uzupełniania obiegu wodno-parowego.

Układ uszczelnień labiryntowych zasilany jest w normalnych warunkach pracy parą wpływającą wzdłuż wału mechanicznego w częściach WP i SP. Para z dławnic wewnętrznych kierowana jest do dławnicy zewnętrznej w części NP, a jej nadmiar odprowadzany jest do rurociągu pary niskoprężnej. Para z dławnic zewnętrznych wyciągana jest poprzez zestaw wentylatorów i ulega skropleniu w kondensatorze pary kominkowej. Natężenie przepływu pary

uszczelniającej ustalono na podstawie bilansów gwarantowanych bloku gazowo-parowego jako 1% całkowitego natężenia przepływu pary kierowanej do turbozespołu parowego.

Wiodącym trybem pracy analizowanego układu kocioł odzysknicowy – turbozespół parowy jest regulacja poślizgowa. Polega ona zasadniczo na zmianie ciśnienia pary wytwarzanej w kotle odzysknicowym poprzez zmianę obciążenia turbozespołu gazowego. Zawory regulacyjne (w częściach WP i SP) i kłapa regulacyjna (w części NP) na rurociągach zasilających z kotła odzysknicowego pozostają w pozycji całkowicie otwartej. Obciążenie turbozespołu parowego w trybie regulacji poślizgowej wynika przede wszystkim z natężenia przepływu i parametrów poszczególnych strumieni pary wlotowej [14]. Główną zaletą regulacji poślizgowej jest ograniczony pobór mocy przez pompy wody zasilającej, który wynika z niższych nastaw ciśnienia przy obciążeniach częściowych. Efekt ten jest zauważalny przede wszystkim dla układów o ciśnieniu większym niż 13-15 MPa [31], [78], [118]. Całkowite otwarcie armatury regulacyjnej na rurociągach łączących kocioł odzysknicowy i turbozespół parowy skutkuje mniejszymi stratami dławienia i większym rozporządzalnym spadkiem entalpii w układzie przepływowym maszyny [31], [118]. Turbozespoły parowe pracujące na parametrach poślizgowych nie są z reguły wyposażone w stopnie regulacyjne [78], [118]. Analizowana jednostka DST-S10 może również pracować w trybie regulacji mocy. Tryb ten wykorzystywany jest przede wszystkim tuż po synchronizacji generatora z siecią elektroenergetyczną, gdy parametry pary wytwarzanej w obiegu kotła odzysknicowego znajdują się poniżej dopuszczalnych wartości roboczych podanych w Tab. 7.1. Regulator mocy oddziałuje przymykając zawory regulacyjne (w częściach WP i SP) i kłapę regulacyjną (w części NP) dławiąc tym samym przepływ pary kierowanej do turbozespołu parowego, co pozwala uniknąć nadmiernych prędkości czynnika roboczego wewnątrz rurociągów [39]. W regulatorze nadrzędnym turbozespołu parowego realizowane są ponadto funkcje BOT oraz ograniczników wymuszających zniżenie obciążenia w przypadku przekroczenia wybranej grupy parametrów eksploatacyjnych. Wszystkie układy sterowania i automatycznej regulacji turbozespołu parowego DST-S10 zostały zaimplementowane z wykorzystaniem systemu *Ovation* firmy Emerson.

Woda powrotna z miejskiego systemu ciepłowniczego kierowana jest poprzez układ trzech regulowanych pomp wody sieciowej do połączonych szeregowo wymienników: podturbinowego i ciepłowniczego. Nominalne natężenie przepływu wody sieciowej wynosi 7000 m³/h [39]. Wymienniki zasilane są parą wylotową z części niskoprężnej turbozespołu parowego zgodnie z przedstawionymi uprzednio informacjami. Para wylotowa o niższych parametrach ciśnienia i temperatury kierowana jest poprzez wylot osiowy do wymiennika

podturbinowego, który stanowi pierwszy stopień podgrzewu wody sieciowej. Para wylotowa o wyższych parametrach ciśnienia i temperatury kierowana jest poprzez trzy rurociągi wylotowe do wymiennika ciepłowniczego, który stanowi drugi stopień podgrzewu wody sieciowej. Równolegle względem wskazanych wymienników umiejscowiony jest ekonomizer podgrzewu wody sieciowej w kotle odzysknicowym. W układzie przewidziano także wymiennik pseudokondensacji (WPK), który umożliwia zawrócenie i schłodzenie wody sieciowej z rurociągu wyjściowego w przypadku ograniczonego zapotrzebowania na produkcję ciepła. Blok gazowo-parowy w Elektrociepłowni Żerań jest przystosowany do całkowitego odłączenia się od sieci ciepłowniczej i pracy w układzie zamkniętym.

Schemat zastępczy turbozespołu parowego DST-S10 i układu wody sieciowej wraz z przyjętymi oznaczeniami zidentyfikowanych punktów bilansowych przedstawiono na Rys. 7.2.

7.2 Grupy stopni turbinowych

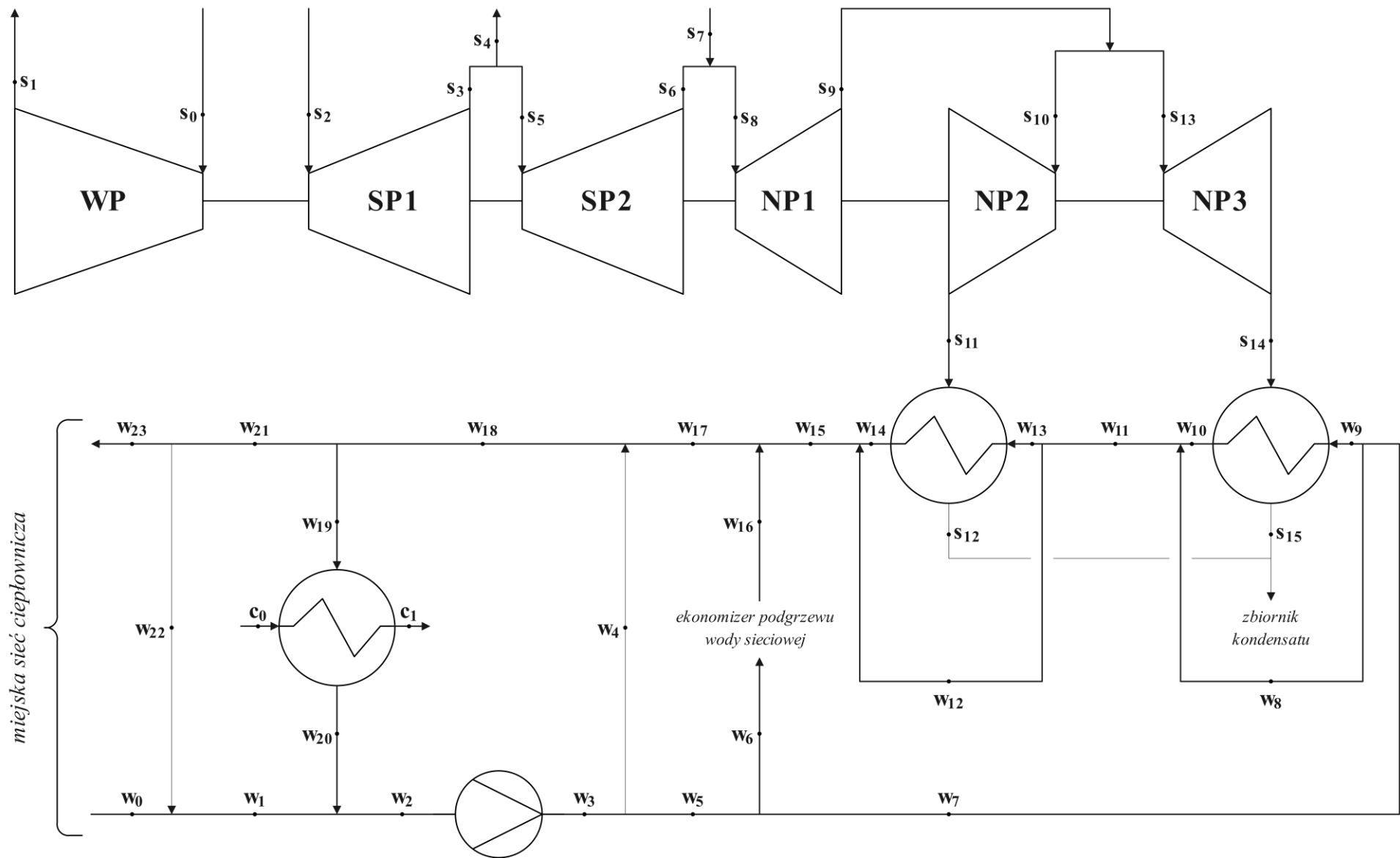
W modelu matematycznym turbozespołu parowego DST-S10 wyszczególniono sześć grup stopni turbinowych. Podziału dokonano na podstawie lokalizacji punktów bilansowych, w których dochodzi do wprowadzenia, wyprowadzenia lub rozdzielenia strumieni czynników roboczych w układzie przepływowym maszyny:

- od 1. do 29. stopnia turbinowego części wysokoprężnej (grupa stopni WP),
- od 1. do 7. stopnia turbinowego części średnioprężnej (grupa stopni SP1),
- od 8. do 15. stopnia turbinowego części średnioprężnej (grupa stopni SP2),
- od 1. do 3. stopnia turbinowego części niskoprężnej (grupa stopni NP1),
- od 4. do 5. stopnia turbinowego części niskoprężnej (grupa stopni NP2),
- od 6. do 8. stopnia turbinowego części niskoprężnej (grupa stopni NP3).

Wskazane grupy stopni turbinowych przedstawiono na schemacie zastępczym turbozespołu parowego na Rys. 7.2.

Natężenie przepływu przez daną grupę stopni turbinowych (przy założeniu stałej prędkości obrotowej) określone jest przez parametry czynnika roboczego w przekroju wlotowym i ciśnienie końcowe ekspansji (7.1) [78], [109], [119], [118].

$$\dot{m}_i = f(p_i, T_i, p_{i+1}) \quad (7.1)$$



Rysunek 7.2: Schemat zastępczy modelowanego turboszespołu parowego DST-S10 i układu wody sieciowej.

Zależność łącząca wskazane wielkości, określana mianem równania przelotności turbiny, została przedstawiona przez Stodolę na podstawie badań eksperymentalnych i uzasadniona teoretycznie w późniejszym czasie przez Flügela [118]. Równanie przelotności Stodoli-Flügela prezentowane jest najczęściej w postaci (7.2) [78], [109], [118], [119], [135].

$$\frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{i_{nom}}} = \frac{w_i}{w_{i_{nom}}} \frac{p_i}{p_{i_{nom}}} \sqrt{\frac{p_{i_{nom}} v_{i_{nom}}}{p_i v_i}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i}\right)^{\frac{n+1}{n}}}{1 - \left(\frac{p_{i+1_{nom}}}{p_{i_{nom}}}\right)^{\frac{n+1}{n}}}} \quad (7.2)$$

Wprowadzając szereg uproszczeń (obejmujących wykładnik politropy n , współczynnik wydatku w i równanie stanu gazu doskonałego dla iloczynu ciśnienia p i objętości właściwej v) równanie Stodoli-Flügela sprowadzić można do postaci (7.3) [118].

$$\frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{i_{nom}}} = \frac{p_i}{p_{i_{nom}}} \sqrt{\frac{T_{i_{nom}}}{T_i}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i}\right)^2}{1 - \left(\frac{p_{i+1_{nom}}}{p_{i_{nom}}}\right)^2}} \quad (7.3)$$

W przypadku turbozespołów kondensacyjnych, dla których ciśnienie końcowe ekspansji jest pomijalne w porównaniu do ciśnienia panującego przed układem przepływowym maszyny, równanie (7.3) przekształcić można do postaci (7.4).

$$\frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{i_{nom}}} = \frac{p_i}{p_{i_{nom}}} \sqrt{\frac{T_{i_{nom}}}{T_i}} \quad (7.4)$$

Jeżeli temperatura pary wodnej kierowanej do turbozespołu parowego zmienia się w niewielkim zakresie (np. jest regulowana poprzez układ wtryskowy schładzaczy międzystopniowych), podane powyżej równanie (7.4) przyjmuje postać zależności liniowej pomiędzy natężeniem przepływu i ciśnieniem czynnika roboczego na wlocie do układu przepływowego maszyny (7.5).

$$\frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{i_{nom}}} = \frac{p_i}{p_{i_{nom}}} \quad (7.5)$$

Wyszczególnione formy równania przelotności Stodoli-Flügela (7.3), (7.4), (7.5) wygodnie jest przedstawić w postaci, w której wszystkie wartości nominalne ujęte są jedną stałą (7.6), (7.7), (7.8).

$$\dot{m}_i = k_0 p_i \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i}\right)^2}}{\sqrt{T_i}} \quad (7.6)$$

$$\dot{m}_i = k_0 \frac{p_i}{\sqrt{T_i}} \quad (7.7)$$

$$\dot{m}_i = k_0 p_i \quad (7.8)$$

Jakość odwzorowania danych eksploatacyjnych w oparciu o podane postaci równania przelotności (7.6), (7.7), (7.8) nie zawsze jest satysfakcjonująca. W licznych modelach literaturowych prezentowane są toteż kolejne jego modyfikacje (7.9), (7.10), (7.11), (7.12), (7.13) [22], [23], [35], [59], [64], [79], [97], [100], [119], [120], [132], [133], [134], [135], [152], [153], [154].

$$\dot{m}_i = k_0 \frac{\sqrt{p_i^2 - p_{i+1}^2}}{\sqrt{T_i}} + k_1 \quad (7.9)$$

$$\dot{m}_i = k_0 \sqrt{p_i^2 - p_{i+1}^2} + k_1 \quad (7.10)$$

$$\dot{m}_i = k_0 \frac{p_i}{\sqrt{T_i}} + k_1 \quad (7.11)$$

$$\dot{m}_i = k_0 p_i + k_1 \quad (7.12)$$

$$\dot{m}_i = k_0 \sqrt{\frac{p_i}{v_i}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i}\right)^2} + k_1 \quad (7.13)$$

Sprawność wewnętrzna grupy stopni turbinowych definiowana jest jako stosunek rzeczywistego i teoretycznego (izentropowego) spadku entalpii właściwej czynnika roboczego (7.14) [75], [109], [155].

$$\eta_i = \frac{h_i - h_{i+1}}{h_i - h(p_{i+1}, s_i)} \quad (7.14)$$

W [143] przedstawiono metodę umożliwiającą wyznaczenie sprawności wewnętrznej grupy stopni turbinowych na podstawie sprawności bazowej i funkcji poprawkowych uwzględniających w szczególności: wpływ zmiennych parametrów pary wodnej na wlocie,

charakterystykę geometryczną i zastosowane rozwiązania konstrukcyjne w obrębie układu przepływowego oraz straty wylotowe w części kondensacyjnej (7.15). Zawarte w [143] krzywe korekcyjne mają charakter empiryczny i wynikają z analizy obszernego zbioru danych eksploatacyjnych jednostek produkcji General Electric. Posługiwanie się wskazaną procedurą obliczeniową wymaga dostępu do szczegółowych informacji z zakresu geometrii układu przepływowego.

$$\eta_i = \eta_{nom} \prod_j (1 - f_j) \quad (7.15)$$

W większości modeli literaturowych przebieg sprawności wewnętrznej dla danej grupy stopni turbinowych wyznaczany jest w odniesieniu do stosunku ciśnień wylotowego i wlotowego. Prezentowane zależności empiryczne mają przeważnie postać wielomianową (7.16), (7.17), (7.18) [9], [119], [120], [132], [133], [134], [135], [152], [153], [154].

$$\eta_i = k_0 \frac{p_{i+1}}{p_i} + k_1 \quad (7.16)$$

$$\eta_i = k_0 \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^2 + k_1 \frac{p_{i+1}}{p_i} + k_2 \quad (7.17)$$

$$\eta_i = k_0 \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^4 + k_1 \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{-1} + k_2 \quad (7.18)$$

Dobłą jakością predykcji charakteryzuje się równanie empiryczne w postaci logarytmicznej (7.19) [119]. Obliczenia prowadzone z wykorzystaniem wskazanej zależności wymagają jednakże implementacji procedury iteracyjnej.

$$\eta_i = k_0 \ln \left[\frac{\dot{m}_i (h_i - h_{i+1})}{p_i - p_{i+1}} \right] + k_1 \quad (7.19)$$

Dodatkowo zaproponowano równania empiryczne w postaci (7.20), (7.21) uwzględniające wpływ zmiennych parametrów termodynamicznych i natężenia przepływu pary wodnej w obrębie danej grupy stopni turbinowych. Parametry referencyjne ustalono jako wartości uśrednione dla dostępnego zbioru danych eksploatacyjnych.

$$\eta_i = \eta_{ref} \left(\frac{p_i}{p_{i_{ref}}} \right)^{k_0} \left(\frac{T_i}{T_{i_{ref}}} \right)^{k_1} \left(\frac{m_i}{m_{i_{ref}}} \right)^{k_2} \quad (7.20)$$

$$\eta_i = \eta_{ref} \left(\frac{p_i}{p_{i_{ref}}} \right)^{k_0} \left(\frac{p_{i+1}}{p_{i+1_{ref}}} \right)^{k_1} \left(\frac{T_i}{T_{i_{ref}}} \right)^{k_2} \left(\frac{m_i}{m_{i_{ref}}} \right)^{k_3} \quad (7.21)$$

Część wysokoprężna WP

Budowę modelu matematycznego turbozespołu parowego rozpoczęto od analizy równania przelotności dla części WP. Współczynniki w równaniach modelowych (7.9), (7.10), (7.11), (7.12), (7.13) określono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem natężenia przepływu pary świeżej wysokoprężnej na wlocie jako (7.22). Porównanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 7.2. Wszystkie postaci równania przelotności charakteryzowały się bardzo dobrym odwzorowaniem danych eksploatacyjnych. W każdym z przypadków współczynnik determinacji R^2 osiągnął wartość bliską jedności. Najlepsze wskaźniki statystyczne uzyskano dla zależności (7.9).

$$\sum (\dot{m}_{s0_{bilans}} - \dot{m}_{s0_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (7.22)$$

Tabela 7.2: Porównanie wyników dla równań modelowych przelotności części WP turbozespołu parowego.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\dot{m}_{s0} = 202.83 \frac{\sqrt{p_{s0}^2 - p_{s1}^2}}{\sqrt{T_{s0}}} - 4.07$ (7.9)	99.98%	0.10 kg/s	0.13%
$\dot{m}_{s0} = 7.09 \sqrt{p_{s0}^2 - p_{s1}^2} - 4.89$ (7.10)	99.97%	0.11 kg/s	0.14%
$\dot{m}_{s0} = 197.09 \frac{p_{s0}}{\sqrt{T_{s0}}} - 4.00$ (7.11)	99.95%	0.17 kg/s	0.22%
$\dot{m}_{s0} = 6.89 p_{s0} - 4.84$ (7.12)	99.96%	0.16 kg/s	0.20%
$\dot{m}_{s0} = 4.01 \sqrt{\frac{p_{s0}}{v_{s0}}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{s1}}{p_{s0}}\right)^2} - 0.41$ (7.13)	99.97%	0.12 kg/s	0.15%

Sprawność wewnętrzna części WP, ustalona na podstawie danych bilansowych, zmienia się w stosunkowo niewielkim zakresie, od 87% do 88%. Przebieg sprawności wewnętrznej danej grupy stopni turbinowych określono z wykorzystaniem przedstawionych powyżej zależności

(7.16), (7.17), (7.18), (7.19), (7.20), (7.21). Współczynniki w równaniach modelowych wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem entalpii właściwej pary wylotowej za częścią WP jako (7.23). Porównanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 7.3. W tworzonym modelu matematycznym turbozespołu parowego wykorzystano zależność w postaci (7.21).

$$\sum (h_{s1bilans} - h_{s1model})^2 \rightarrow \min \quad (7.23)$$

Tabela 7.3: Porównanie wyników dla równań modelowych sprawności wewnętrznej części WP turbozespołu parowego.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\eta_{WP} = 0.14 \frac{p_{s1}}{p_{s0}} + 0.841$ (7.16)	99.90%	0.34 kJ/kg	0.01%
$\eta_{WP} = 3.007 \left(\frac{p_{s1}}{p_{s0}}\right)^2 - 1.268 \frac{p_{s1}}{p_{s0}} + 1.005$ (7.17)	99.90%	0.34 kJ/kg	0.01%
$\eta_{WP} = 5.65 \left(\frac{p_{s1}}{p_{s0}}\right)^4 + 0.008 \left(\frac{p_{s1}}{p_{s0}}\right)^{-1} + 0.821$ (7.18)	99.90%	0.34 kJ/kg	0.01%
$\eta_{WP} = -0.058 \ln \left[\frac{\dot{m}_{s0}(h_{s0} - h_{s1})}{p_{s0} - p_{s1}} \right] + 1.344$ (7.19)	99.88%	0.38 kJ/kg	0.01%
$\eta_{WP} = 0.873 \left(\frac{p_{s0}}{11.99}\right)^{0.327} \left(\frac{T_{s0}}{836.10}\right)^{-0.260} \left(\frac{m_{s0}}{77.78}\right)^{-0.313}$ (7.20)	99.91%	0.33 kJ/kg	0.01%
$\eta_{WP} = 0.873 \left(\frac{p_{s0}}{11.99}\right)^{0.185} \left(\frac{p_{s1}}{2.79}\right)^{0.016} \left(\frac{T_{s0}}{836.10}\right)^{-0.182} \left(\frac{m_{s0}}{77.78}\right)^{-0.194}$ (7.21)	99.91%	0.32 kJ/kg	0.01%

Część średnioprężna SP1

Ciśnienie końcowe ekspansji za częścią SP1, które odpowiada ciśnieniu panującemu w komorze upustowej, jest wprost proporcjonalne do ciśnienia pary wtórnie przegrzanej przed turbozespołem parowym. W modelu matematycznym wykorzystano zależność pomocniczą w postaci (7.24). Podsumowanie wyników przedstawiono w Tab. 7.4.

$$p_{s3} = k_o p_{s2} \quad (7.24)$$

Tabela 7.4: Podsumowanie wyników dla równania modelowego ciśnienia za częścią SP1 turbozespołu parowego.

Równanie modelowe	$p_{s3} = 0.542p_{s2}$
Współczynnik determinacji R^2	99.96%
Średni błąd bezwzględny MAE	$2.75 \cdot 10^{-3}$ MPa
Średni błąd względny MRE	0.19%

Stały stosunek ciśnienia przed i za grupą stopni turbinowych SP1 utrudnia w praktyce wykorzystanie równania przelotności turbiny w postaci (7.9), (7.10) oraz zależności opisujących przebieg sprawności wewnętrznej w postaci (7.16), (7.17), (7.18). Obserwowana współzmiennosc ciśnienia wlotowego i wylotowego sprowadza wskazane zależności (7.9), (7.10) odpowiednio do równań przelotności w postaci (7.11), (7.12). Równania empiryczne przebiegu sprawności wewnętrznej (7.16), (7.17), (7.18) upraszczane są z kolei do postaci funkcji stałych. Z uwagi na przedstawione aspekty równania (7.9), (7.10), (7.16), (7.17), (7.18) wyłączono z dalszej analizy dla grupy stopni turbinowych SP1.

Współczynniki w równaniach przelotności (7.11), (7.12), (7.13) dla grupy stopni turbinowych SP1 wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem natężenia przepływu pary wtórnie przegrzanej na wlocie jako (7.25). Porównanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 7.5. W tworzonym modelu matematycznym turbozespołu parowego wykorzystano równanie w postaci (7.11).

$$\sum (\dot{m}_{s2bilans} - \dot{m}_{s2model})^2 \rightarrow \min \quad (7.25)$$

Tabela 7.5: Porównanie wyników dla równań modelowych przelotności części SP1 turbozespołu parowego.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\dot{m}_{s2} = 1021.53 \frac{p_{s2}}{\sqrt{T_{s2}}} - 9.44$ (7.11)	99.65%	0.52 kg/s	0.63%
$\dot{m}_{s2} = 35.38p_{s2} - 9.66$ (7.12)	99.63%	0.54 kg/s	0.65%
$\dot{m}_{s2} = 25.84 \sqrt{\frac{p_{s2}}{v_{s2}}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{s3}}{p_{s2}}\right)^2} - 9.14$ (7.13)	99.64%	0.53 kg/s	0.65%

Sprawność wewnętrzna części SP1, podobnie jak w przypadku części WP, zmienia się w niewielkim zakresie – od 87% do 89%. Przebieg sprawności wewnętrznej grupy stopni turbinowych SP1 określono z wykorzystaniem zależności empirycznych (7.19), (7.20), (7.21). Współczynniki w równaniach modelowych wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem entalpii właściwej pary wylotowej za częścią SP1 jako (7.26). Porównanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 7.6. W modelu matematycznym turbozespołu parowego zaimplementowano zależność w postaci (7.20).

$$\sum (h_{s3bilans} - h_{s3model})^2 \rightarrow \min \quad (7.26)$$

Tabela 7.6: Porównanie wyników dla równań modelowych sprawności wewnętrznej części SP1 turbozespołu parowego.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\eta_{SP1} = -0.134 \ln \left[\frac{\dot{m}_{s2}(h_{s2} - h_{s3})}{p_{s2} - p_{s3}} \right] - 0.381 \quad (7.19)$	99.84%	0.25 kJ/kg	0.01%
$\eta_{SP1} = 0.886 \left(\frac{p_{s2}}{2.86} \right)^{-0.198} \left(\frac{T_{s2}}{837.47} \right)^{0.102} \left(\frac{m_{s2}}{89.19} \right)^{0.196} \quad (7.20)$	99.90%	0.15 kJ/kg	0.01%
$\eta_{SP1} = 0.886 \left(\frac{p_{s2}}{2.86} \right)^{-0.188} \left(\frac{p_{s3}}{1.58} \right)^{-0.024} \left(\frac{T_{s2}}{837.47} \right)^{0.108} \left(\frac{m_{s2}}{89.19} \right)^{0.211} \quad (7.21)$	99.90%	0.16 kJ/kg	0.01%

Część średnioprężna SP2

Współczynniki w równaniach modelowych (7.9), (7.10), (7.11), (7.12), (7.13) dla części SP2 wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem natężenia przepływu pary na wlocie do danej grupy stopni turbinowych jako (7.27). Porównanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 7.7. Wybrane postaci równania przelotności charakteryzowały się porównywalną jakością predykcji danych bilansowych. Współczynnik determinacji R^2 osiągnął wartości w przedziale od 99.58% do 99.66%. W tworzonym modelu matematycznym turbozespołu parowego wykorzystano zależność w postaci (7.11).

$$\sum (\dot{m}_{s5bilans} - \dot{m}_{s5model})^2 \rightarrow \min \quad (7.27)$$

Tabela 7.7: Porównanie wyników dla równań modelowych przelotności części SP2 turbosespołu parowego.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\dot{m}_{s5} = 1885.92 \frac{\sqrt{p_{s5}^2 - p_{s6}^2}}{\sqrt{T_{s5}}} - 9.97$ (7.9)	99.62%	0.54 kg/s	0.66%
$\dot{m}_{s5} = 69.37 \sqrt{p_{s5}^2 - p_{s6}^2} - 10.29$ (7.10)	99.58%	0.57 kg/s	0.69%
$\dot{m}_{s5} = 1751.80 \frac{p_{s5}}{\sqrt{T_{s5}}} - 8.20$ (7.11)	99.66%	0.51 kg/s	0.62%
$\dot{m}_{s5} = 64.43 p_{s5} - 8.52$ (7.12)	99.63%	0.53 kg/s	0.65%
$\dot{m}_{s5} = 39.96 \sqrt{\frac{p_{s5}}{v_{s5}}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{s6}}{p_{s5}}\right)^2} - 9.28$ (7.13)	99.62%	0.54 kg/s	0.65%

Sprawność wewnętrzna części SP2, wyznaczona na podstawie dostępnych danych eksploatacyjnych, zawiera się w przedziale od 92% do 95%. Współczynniki w równaniach modelowych przebiegu sprawności wewnętrznej (7.16), (7.17), (7.18), (7.19), (7.20), (7.21) określono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem entalpii właściwej pary wodnej za analizowaną grupą stopni turbinowych jako (7.28). Porównanie osiągniętych wyników zestawiono w Tab. 7.8. Równania modelowe przebiegu sprawności wewnętrznej (7.16), (7.17), (7.18), (7.19) charakteryzowały się porównywalną jakością predykcji danych bilansowych. Dla proponowanych zależności empirycznych (7.20) i (7.21) uzyskano współczynniki determinacji R^2 bliskie jedności, średni błąd bezwzględny i względny odpowiednio – 0.39 kJ/kg i 0.01%. W tworzonym modelu matematycznym turbosespołu parowego wykorzystano zależność w postaci (7.20).

$$\sum (h_{s6_{bilans}} - h_{s6_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (7.28)$$

Tabela 7.8: Porównanie wyników dla równań modelowych sprawności wewnętrznej części SP2 turbozespołu parowego.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\eta_{SP2} = -0.087 \frac{p_{s6}}{p_{s5}} + 0.963$ (7.16)	99.84%	0.77 kJ/kg	0.02%
$\eta_{SP2} = -1.631 \left(\frac{p_{s6}}{p_{s5}}\right)^2 + 1.001 \frac{p_{s6}}{p_{s5}} + 0.783$ (7.17)	99.84%	0.79 kJ/kg	0.03%
$\eta_{SP2} = -1.676 \left(\frac{p_{s6}}{p_{s5}}\right)^4 - 0.018 \left(\frac{p_{s6}}{p_{s5}}\right)^{-1} + 1.011$ (7.18)	99.84%	0.79 kJ/kg	0.03%
$\eta_{SP2} = 0.105 \ln \left[\frac{\dot{m}_{s5}(h_{s5} - h_{s6})}{p_{s5} - p_{s6}} \right] - 0.132$ (7.19)	99.86%	0.72 kJ/kg	0.02%
$\eta_{SP2} = 0.935 \left(\frac{p_{s5}}{1.58}\right)^{0.271} \left(\frac{T_{s5}}{747.05}\right)^{-0.122} \left(\frac{m_{s5}}{89.19}\right)^{-0.270}$ (7.20)	99.97%	0.39 kJ/kg	0.01%
$\eta_{SP2} = 0.935 \left(\frac{p_{s5}}{1.58}\right)^{0.278} \left(\frac{p_{s6}}{0.51}\right)^{-0.001} \left(\frac{T_{s5}}{747.05}\right)^{-0.125} \left(\frac{m_{s5}}{89.19}\right)^{-0.275}$ (7.21)	99.97%	0.39 kJ/kg	0.01%

Część niskoprężna NP1

Para przepracowana w części SP2, przed wprowadzeniem do części NP1, miesza się z parą niskoprężną wytwarzaną w obiegu kotła odzysknicowego. Współczynniki w równaniach przepływności (7.9), (7.10), (7.11), (7.12), (7.13) dla grupy stopni turbinowych NP1 określono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem natężenia przepływu pary kierowanej do części niskoprężnej jako (7.29). Porównanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 7.9. Wybrane równania modelowe charakteryzowały się niemalże identycznymi wskaźnikami statystycznymi. Współczynnik determinacji R^2 oscylował w okolicy 99.72%, średni błąd bezwzględny i względny odpowiednio – 0.57 kg/s i 0.65%. W tworzonym modelu matematycznym turbozespołu parowego zaimplementowano zależność w postaci (7.11).

$$\sum (\dot{m}_{s8bilans} - \dot{m}_{s8model})^2 \rightarrow \min \quad (7.29)$$

Tabela 7.9: Porównanie wyników dla równań modelowych przelotności części NP1 turbozespołu parowego.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\dot{m}_{s8} = 5068.60 \frac{\sqrt{p_{s8}^2 - p_{s9}^2}}{\sqrt{T_{s8}}} - 1.46$ (7.9)	99.72%	0.57 kg/s	0.65%
$\dot{m}_{s8} = 208.08 \sqrt{p_{s8}^2 - p_{s9}^2} - 0.50$ (7.10)	99.72%	0.58 kg/s	0.66%
$\dot{m}_{s8} = 4907.55 \frac{p_{s8}}{\sqrt{T_{s8}}} - 2.46$ (7.11)	99.73%	0.57 kg/s	0.64%
$\dot{m}_{s8} = 201.44 p_{s8} - 1.47$ (7.12)	99.72%	0.58 kg/s	0.65%
$\dot{m}_{s8} = 107.70 \sqrt{\frac{p_{s8}}{v_{s8}}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{s9}}{p_{s8}}\right)^2} - 0.95$ (7.13)	99.72%	0.57 kg/s	0.65%

Sprawność wewnętrzna części niskoprężnej NP1, ustalona na podstawie danych eksploatacyjnych, zmienia się w przedziale od 88% do 90%. Charakterystykę sprawnościową grupy stopni turbinowych NP1 sporządzono wykorzystując przedstawione zależności (7.16), (7.17), (7.18), (7.19), (7.20), (7.21). Współczynniki w równaniach modelowych określono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem entalpii właściwej pary wodnej za częścią NP1 jako (7.30). Porównanie osiągniętych wyników zestawiono w Tab. 7.10. Najlepszą jakość predykcji danych bilansowych uzyskano dla równania empirycznego w postaci (7.21).

$$\sum (h_{s9bilans} - h_{s9model})^2 \rightarrow \min \quad (7.30)$$

Rozdział strumieni pary wodnej w kierunku dwóch części wylotowych uzależniony jest od obciążenia turbozespołu parowego i warunków chłodzenia wymienników sieciowych (przede wszystkim natężenia przepływu i temperatury wody powrotnej w układzie sieci ciepłowniczej). W modelach literaturowych [96] stosunek strumieni pary wylotowej opisywany jest z wykorzystaniem zależności empirycznych w postaci wielomianowej względem temperatury wody chłodzącej. Rozdział strumieni pary wodnej w kierunku części NP2 i NP3 określono z wykorzystaniem proponowanych równań pomocniczych (7.31) i (7.32).

Tabela 7.10: Porównanie wyników dla równań modelowych przebiegu sprawności wewnętrznej części NP1 turbozespołu parowego.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\eta_{NP1} = -0.058 \frac{p_{s9}}{p_{s8}} + 0.914$ (7.16)	99.45%	0.75 kJ/kg	0.03%
$\eta_{NP1} = -1.391 \left(\frac{p_{s9}}{p_{s8}}\right)^2 + 0.800 \frac{p_{s9}}{p_{s8}} + 0.784$ (7.17)	99.61%	0.57 kJ/kg	0.02%
$\eta_{NP1} = -1.587 \left(\frac{p_{s9}}{p_{s8}}\right)^4 - 0.012 \left(\frac{p_{s9}}{p_{s8}}\right)^{-1} + 0.952$ (7.18)	99.62%	0.57 kJ/kg	0.02%
$\eta_{NP1} = 0.016 \ln \left[\frac{\dot{m}_{s8}(h_{s8} - h_{s9})}{p_{s8} - p_{s9}} \right] + 0.714$ (7.19)	99.29%	0.67 kJ/kg	0.02%
$\eta_{NP1} = 0.897 \left(\frac{p_{s8}}{0.511}\right)^{-0.070} \left(\frac{T_{s8}}{582.40}\right)^{0.134} \left(\frac{m_{s8}}{99.30}\right)^{0.046}$ (7.20)	99.30%	0.76 kJ/kg	0.03%
$\eta_{NP1} = 0.896 \left(\frac{p_{s8}}{0.511}\right)^{0.005} \left(\frac{p_{s9}}{0.159}\right)^{-0.074} \left(\frac{T_{s8}}{582.40}\right)^{0.039} \left(\frac{m_{s8}}{99.30}\right)^{0.073}$ (7.21)	99.85%	0.35 kJ/kg	0.01%

$$\frac{\dot{m}_{s13}}{\dot{m}_{s10}} = k_0 \frac{\dot{m}_{s9}}{\dot{m}_{s9ref}} + k_1 \frac{\dot{m}_{w9}}{\dot{m}_{w9ref}} + k_2 \frac{T_{w9}}{T_{w9ref}} + k_3 \quad (7.31)$$

$$\frac{\dot{m}_{s13}}{\dot{m}_{s10}} = k_0 \left(\frac{\dot{m}_{s9}}{\dot{m}_{s9ref}}\right)^{k_1} \left(\frac{\dot{m}_{w9}}{\dot{m}_{w9ref}}\right)^{k_2} \left(\frac{T_{w9}}{T_{w9ref}}\right)^{k_3} \quad (7.32)$$

Współczynniki w powyższych zależnościach empirycznych (7.31), (7.32) wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem natężenia przepływu pary wodnej w kierunku części NP3 (i wymiennika podturbinowego DWH1) jako (7.33). Porównanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 7.11. W modelu matematycznym turbozespołu parowego wykorzystano równanie uzupełniające w postaci (7.32).

$$\sum (\dot{m}_{s13bilans} - \dot{m}_{s13model})^2 \rightarrow min \quad (7.33)$$

Tabela 7.11: Porównanie wyników dla równań modelowych rozdziału strumieni pary wodnej w kierunku części wylotowych NP2 i NP3 turbozespołu parowego.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\frac{\dot{m}_{s13}}{\dot{m}_{s10}} = 0.034 \frac{\dot{m}_{s9}}{89.91} - 0.229 \frac{\dot{m}_{w9}}{1372.39} + 1.948 \frac{T_{w9}}{314.65} - 0.585$ (7.31)	99.71%	0.28 kg/s	0.57%
$\frac{\dot{m}_{s13}}{\dot{m}_{s10}} = 1.167 \left(\frac{\dot{m}_{s9}}{89.91}\right)^{0.036} \left(\frac{\dot{m}_{w9}}{1372.39}\right)^{-0.216} \left(\frac{T_{w9}}{314.65}\right)^{1.752}$ (7.32)	99.73%	0.26 kg/s	0.54%

Część niskoprężna NP2

Współczynniki w równaniach przelotności turbiny (7.9), (7.10), (7.11), (7.12), (7.13) dla części NP2 wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem natężenia przepływu pary na wlocie do danej grupy stopni turbinowych jako (7.34). Porównanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 7.12. Współczynnik determinacji R^2 dla wybranych postaci równania przelotności osiągnął wartości w przedziale od 94.28% do 95.57%. Najlepsze wskaźniki statystyczne uzyskano dla zależności (7.13).

$$\sum (\dot{m}_{s10_{bilans}} - \dot{m}_{s10_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (7.34)$$

Tabela 7.12: Porównanie wyników dla równań modelowych przelotności części NP2 turbozespołu parowego.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\dot{m}_{s10} = 8528.64 \frac{\sqrt{p_{s10}^2 - p_{s11}^2}}{\sqrt{T_{s10}}} - 7.45$ (7.9)	95.53%	0.94 kg/s	2.25%
$\dot{m}_{s10} = 402.21 \sqrt{p_{s10}^2 - p_{s11}^2} - 7.33$ (7.10)	94.75%	1.00 kg/s	2.40%
$\dot{m}_{s10} = 7580.89 \frac{p_{s10}}{\sqrt{T_{s10}}} - 5.27$ (7.11)	95.09%	1.03 kg/s	2.46%
$\dot{m}_{s10} = 357.27 p_{s10} - 5.12$ (7.12)	94.28%	1.11 kg/s	2.64%
$\dot{m}_{s10} = 181.53 \sqrt{\frac{p_{s10}}{v_{s10}}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{s11}}{p_{s10}}\right)^2} - 7.21$ (7.13)	95.57%	0.93 kg/s	2.24%

Sprawność wewnętrzna części wylotowej NP2, ustalona na podstawie danych bilansowych, zawiera się w przedziale od 59% do 89%. Przebieg sprawności wewnętrznej danej grupy stopni turbinowych określono z wykorzystaniem równań modelowych (7.16), (7.17), (7.18), (7.19), (7.20), (7.21). Współczynniki we wskazanych równaniach wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem entalpii właściwej pary wylotowej kierowanej do wymiennika ciepłowniczego DWH2 jako (7.35). Porównanie osiągniętych wyników zestawiono w Tab. 7.13. Najlepsze wskaźniki statystyczne uzyskano na równania modelowego w postaci (7.17).

$$\sum (h_{s11_{bilans}} - h_{s11_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (7.35)$$

Tabela 7.13: Porównanie wyników dla równań modelowych sprawności wewnętrznej części NP2 turbozespołu parowego.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\eta_{NP2} = -0.272 \frac{p_{s11}}{p_{s10}} + 0.955$ (7.16)	99.56%	3.28 kJ/kg	0.12%
$\eta_{NP2} = -1.552 \left(\frac{p_{s11}}{p_{s10}}\right)^2 + 0.907 \frac{p_{s11}}{p_{s10}} + 0.753$ (7.17)	99.95%	0.90 kJ/kg	0.03%
$\eta_{NP2} = -1.233 \left(\frac{p_{s11}}{p_{s10}}\right)^4 - 0.010 \left(\frac{p_{s11}}{p_{s10}}\right)^{-1} + 0.927$ (7.18)	99.93%	1.03 kJ/kg	0.04%
$\eta_{NP2} = 0.184 \ln \left[\frac{\dot{m}_{s10}(h_{s10} - h_{s11})}{p_{s10} - p_{s11}} \right] - 1.215$ (7.19)	99.75%	2.54 kJ/kg	0.10%
$\eta_{NP2} = 0.867 \left(\frac{p_{s10}}{0.158}\right)^{-0.517} \left(\frac{T_{s10}}{454.82}\right)^{0.134} \left(\frac{m_{s10}}{47.48}\right)^{0.513}$ (7.20)	99.60%	2.32 kJ/kg	0.09%
$\eta_{NP2} = 0.861 \left(\frac{p_{s10}}{0.158}\right)^{-0.258} \left(\frac{p_{s11}}{0.051}\right)^{-0.083} \left(\frac{T_{s10}}{454.82}\right)^{0.115} \left(\frac{m_{s10}}{47.48}\right)^{0.283}$ (7.21)	99.69%	2.15 kJ/kg	0.08%

Część niskoprężna NP3

Współczynniki w równaniach przelotności turbiny (7.9), (7.10), (7.11), (7.12), (7.13) dla części NP3 wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem natężenia przepływu pary na wlocie do danej grupy stopni turbinowych jako (7.36). Porównanie

osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 7.14. Współczynnik determinacji R^2 dla wybranych postaci równania przelotności osiągnął wartości w przedziale od 96.34% do 97.33%. Najlepsze wskaźniki statystyczne uzyskano dla zależności (7.11).

$$\sum (\dot{m}_{s13_{bilans}} - \dot{m}_{s13_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (7.36)$$

Tabela 7.14: Porównanie wyników dla równań modelowych przelotności części NP3 turboszespołu parowego.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\dot{m}_{s13} = 8857.10 \frac{\sqrt{p_{s13}^2 - p_{s14}^2}}{\sqrt{T_{s13}}} - 5.28 \quad (7.9)$	96.97%	0.90 kg/s	1.86%
$\dot{m}_{s13} = 417.88 \sqrt{p_{s13}^2 - p_{s14}^2} - 5.17 \quad (7.10)$	96.34%	0.97 kg/s	2.00%
$\dot{m}_{s13} = 8763.67 \frac{p_{s13}}{\sqrt{T_{s13}}} - 5.61 \quad (7.11)$	97.33%	0.84 kg/s	1.73%
$\dot{m}_{s13} = 413.41 p_{s13} - 5.49 \quad (7.12)$	96.69%	0.92 kg/s	1.89%
$\dot{m}_{s13} = 188.53 \sqrt{\frac{p_{s13}}{v_{s13}}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{s14}}{p_{s13}}\right)^2} - 5.02 \quad (7.13)$	96.99%	0.90 kg/s	1.85%

Sprawność wewnętrzna części wylotowej NP3, ustalona na podstawie danych eksploatacyjnych, zawiera się w przedziale od 72% do 89%. Przebieg sprawności wewnętrznej danej grupy stopni turbinowych określono z wykorzystaniem równań modelowych (7.16), (7.17), (7.18), (7.19), (7.20), (7.21). Współczynniki we wskazanych równaniach wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem entalpii właściwej pary wylotowej kierowanej do wymiennika podturbinowego DWH1 jako (7.37). Porównanie osiągniętych wyników zestawiono w Tab. 7.15. Najlepsze wskaźniki statystyczne uzyskano na równania modelowego w postaci (7.18).

$$\sum (h_{s14_{bilans}} - h_{s14_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (7.37)$$

Tabela 7.15: Porównanie wyników dla równań modelowych sprawności wewnętrznej części NP3 turbozespołu parowego.

Równanie modelowe	R^2	MAE	MRE
$\eta_{NP3} = 0.288 \frac{p_{s14}}{p_{s13}} + 0.822$ (7.16)	95.38%	10.56 kJ/kg	0.42%
$\eta_{NP3} = -6.496 \left(\frac{p_{s14}}{p_{s13}}\right)^2 + 2.307 \frac{p_{s14}}{p_{s13}} + 0.698$ (7.17)	99.44%	3.94 kJ/kg	0.16%
$\eta_{NP3} = -13.777 \left(\frac{p_{s14}}{p_{s13}}\right)^4 - 0.009 \left(\frac{p_{s14}}{p_{s13}}\right)^{-1} + 0.958$ (7.18)	99.73%	2.59 kJ/kg	0.10%
$\eta_{NP3} = -0.087 \ln \left[\frac{\dot{m}_{s13}(h_{s13} - h_{s14})}{p_{s13} - p_{s14}} \right] + 1.873$ (7.19)	94.89%	11.49 kJ/kg	0.45%
$\eta_{NP3} = 0.851 \left(\frac{p_{s13}}{0.160}\right)^{-1.036} \left(\frac{T_{s13}}{455.36}\right)^{1.858} \left(\frac{m_{s13}}{51.77}\right)^{0.954}$ (7.20)	95.37%	11.14 kJ/kg	0.44%
$\eta_{NP3} = 0.869 \left(\frac{p_{s13}}{0.160}\right)^{-5.440} \left(\frac{p_{s14}}{0.020}\right)^{0.155} \left(\frac{T_{s13}}{455.36}\right)^{2.654} \left(\frac{m_{s13}}{51.77}\right)^{5.250}$ (7.21)	99.44%	3.78 kJ/kg	0.15%

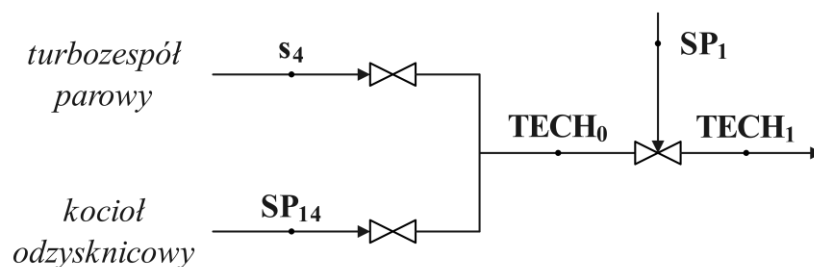
7.3 Stacja redukcyjno-schładzająca

Zadaniem stacji redukcyjno-schładzającej jest zapewnienie wymaganych parametrów ciśnienia i temperatury pary technologicznej (odpowiednio 1.1 MPa i 265°C) dla odbiorców zewnętrznych i na potrzeby własne bloku gazowo-parowego. Stacja może być zasilana zarówno parą pobieraną z układu przegrzewu wtórnego w kotle odzysknicowym, jak i z upustu turbozespołu parowego. Wybór linii zasilającej uwarunkowany jest bieżącym punktem pracy jednostki. Nominalną drogą zasilania stacji redukcyjno-schładzającej jest upust pary zlokalizowany za 7. stopniem turbinowym części średnioprężnej turbozespołu parowego. W przypadku pracy bloku gazowo-parowego z obciążeniem częściowym stacja zasilana jest parą pobieraną przed przegrzewaczy wtórnych w kotle odzysknicowym. Wybór linii zasilającej może być dokonywany ręcznie przez operatora bloku gazowo-parowego lub automatycznie za pośrednictwem systemu sterowania. Zezwolenie na otwarcie zasilania

z upustu technologicznego generowane jest w systemie operatorskim w przypadku jednoczesnego spełnienia dwóch warunków [39]:

- natężenie przepływu pary wysokoprężnej wytwarzanej w obiegu kotła odzysknicowego jest większe niż 75 kg/s,
- obciążenie turbozespołu parowego jest większe niż 105 MW.

Temperatura pary technologicznej za stacją redukcyjno-schładzającą regulowana jest poprzez układ wtryskowy zasilany wodą z rurociągu tłocznego pomp wody zasilającej SP. Uproszczony schemat zastępczy układu stacji redukcyjno-schładzającej przedstawiono na Rys. 7.3.



Rysunek 7.3: Schemat zastępczy modelowanego układu stacji redukcyjno-schładzającej pary technologicznej.

W modelu matematycznym stacji redukcyjno-schładzającej wykorzystano równania bilansu masy i energii (7.38), (7.39). Na podstawie danego układu zależności wyznaczane jest natężenie przepływu wody wtryskowej. Natężenie przepływu pary technologicznej określone jest na podstawie zapotrzebowania wymaganego przez odbiorców zewnętrznych. W modelu matematycznym pominięto potrzeby własne bloku gazowo-parowego.

$$\dot{m}_{TECH0} + \dot{m}_{SP1} - \dot{m}_{TECH1} = 0 \quad (7.38)$$

$$\dot{m}_{TECH0}h_{TECH0} + \dot{m}_{SP1}h_{SP1} - \dot{m}_{TECH1}h_{TECH1} = 0 \quad (7.39)$$

7.4 Wymiennik podturbinowy i ciepłowniczy

Woda powrotna z miejskiej sieci ciepłowniczej kierowana jest do dwóch połączonych szeregowo wymienników: podturbinowego (DWH1) i ciepłowniczego (DWH2). Wymiennik podturbinowy, który stanowi pierwszy stopień podgrzewu wody sieciowej, zasilany jest parą wylotową z za 8. stopnia turbinowego części niskoprężnej (wylot części NP3). Wymiennik ciepłowniczy, który stanowi drugi stopień podgrzewu wody sieciowej, zasilany jest parą wylotową z za 5. stopnia turbinowego części niskoprężnej (wylot części NP2).

Zarówno wymiennik podturbinowy, jak i ciepłowniczy wykonane są jako płaszczowo-rurowe – przez układ rurowy przepływa woda sieciowa, a do przestrzeni płaszczka kierowana jest para wodna. Wymienniki sieciowe DWH1 i DWH2 połączone są po stronie parowej, co pozwala na usuwanie gromadzących się gazów nieskondensowanych za pomocą wspólnego zestawu pomp próżniowych z pierścieniem wodnym. Skropliny z obu wymienników kierowane są do zbiornika kondensatu umiejscowionego bezpośrednio pod wymiennikiem podturbinowym. Podstawowe dane konstrukcyjne wymienników sieciowych zamieszczono w Tab. 7.16.

Tabela 7.16: Podstawowe dane konstrukcyjne wymienników podturbinowego i ciepłowniczego [39].

Wymiennik	wymiennik podturbinowy DWH1	wymiennik ciepłowniczy DWH2
Typ	TK-6615-L	TP-5702-L
Powierzchnia wymiany ciepła	6615 m ²	5702 m ²
Średnica rur i grubość ścianki	20 mm / 1 mm	20 mm / 1 mm
Całkowita długość układu rurowego	18228 mm	19684 mm
Liczba przejść po stronie wody	2	2
Liczba rur	5945	4146

Obliczenia bilansowe wymienników sieciowych w warunkach zmienionych prowadzono w oparciu o modele literaturowe [85], [86], [88], [91], [92] umożliwiające wyznaczenie temperatury wody sieciowej za wymiennikiem oraz temperatury (i ciśnienia) kondensacji pary wodnej w wymienniku.

Strumień ciepła przekazany w wymienniku sieciowym określony jest równaniami bilansowymi dla strony parowo-skroplinowej (7.40) i wodnej (7.41).

$$\dot{Q} = \dot{m}_{w/s_i} (h_{w/s_i} - h_{w/s_{i+1}}) \quad (7.40)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{w_j} (h_{w_{j+1}} - h_{w_j}) \quad (7.41)$$

Temperatura wody za wymiennikiem sieciowym wyznaczana jest w odniesieniu do warunków referencyjnych (7.42) [91], [92]. Przywołaną zależność przekształcić można do postaci, w której wszystkie przyjęte wartości odniesienia ujęte są jedną stałą. Zarówno w przypadku wymiennika podturbinowego, jak i ciepłowniczego dokładność predykcji temperatury wody sieciowej jest bardzo wysoka. Podsumowanie uzyskanych wyników przedstawiono w Tab. 7.17.

$$T_{w_{i+1}} = T_{w_i} + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s_{ref}}} \frac{\dot{m}_{w_{ref}}}{\dot{m}_w} \Delta T_{w_{ref}} \quad (7.42)$$

Tabela 7.17: Podsumowanie wyników dla równań modelowych temperatury wody za wymiennikami sieciowymi DWH1 i DWH2.

Równanie modelowe	$T_{w10} = T_{w9} + 553.60 \frac{\dot{m}_{s14}}{\dot{m}_{w9}}$	$T_{w14} = T_{w13} + 568.29 \frac{\dot{m}_{s11}}{\dot{m}_{w13}}$
Współczynnik determinacji R^2	99.85%	99.94%
Średni błąd bezwzględny MAE	0.12 K	0.11 K
Średni błąd względny MRE	0.04%	0.03%

Temperatura nasycenia pary wodnej w wymienniku sieciowym określona jest zależnością (7.43) [85], [88], [91], [92]. Efektywność wymienników opisano równaniem empirycznym w postaci ogólnej (7.44) [85], [86], [88], [152].

$$T_{sat} = T_{w_i} + \frac{T_{w_{i+1}} - T_{w_i}}{\varepsilon} \quad (7.43)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{ref} \left(\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s_{ref}}} \right)^{k_0} \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{w_{ref}}} \right)^{k_1} \left(\frac{T_{w_i}}{T_{w_{i_{ref}}}} \right)^{k_2} \quad (7.44)$$

Współczynniki w równaniu modelowym (7.44) wyznaczono niezależnie rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem temperatury nasycenia w wymienniku podturbinowym i ciepłowniczym w postaci ogólnej (7.45). Podsumowanie osiągniętych wyników przedstawiono w Tab. 7.18 i Tab. 7.19.

$$\sum (T_{sat_{bilans}} - T_{sat_{model}})^2 \rightarrow \min \quad (7.45)$$

Tabela 7.18: Podsumowanie wyników dla równania modelowego temperatury i ciśnienia kondensacji w wymienniku podturbinowym DWH 1.

Równanie modelowe	$\varepsilon_{DWH1} = 0.901 \left(\frac{\dot{m}_{s14}}{48.43} \right)^{0.046} \left(\frac{\dot{m}_{w9}}{1372.39} \right)^{-0.181} \left(\frac{T_{w9}}{314.65} \right)^{0.837}$	
Parametr	temperatura nasycenia	ciśnienie nasycenia
Współczynnik determinacji R^2	99.14%	99.22%
Średni błąd bezwzględny MAE	0.28 K	$2.9 \cdot 10^{-4}$ MPa
Średni błąd względny MRE	0.08%	1.27%

Tabela 7.19: Podsumowanie wyników dla równania modelowego temperatury i ciśnienia kondensacji w wymienniku ciepłowniczym DWH2.

Równanie modelowe	$\varepsilon_{DWH2} = 0.949 \left(\frac{\dot{m}_{s11}}{41.48} \right)^{0.054} \left(\frac{\dot{m}_{w13}}{1372.39} \right)^{-0.080} \left(\frac{T_{w13}}{334.33} \right)^{1.182}$	
Parametr	temperatura nasycenia	ciśnienie nasycenia
Współczynnik determinacji R^2	98.45%	98.78%
Średni błąd bezwzględny MAE	0.50 K	$9.2 \cdot 10^{-4}$ MPa
Średni błąd względny MRE	0.14%	1.06%

W modelu matematycznym przyjęto, że parametry termodynamiczne skroplin z wymienników DWH1 i DWH2 odpowiadają parametrom wody na linii nasycenia. Entalpię właściwą pary wodnej kierowanej zarówno do wymiennika podturbinowego (z wylotu części NP3) (7.46), jak i ciepłowniczego (z wylotu części NP2) (7.47) wyznaczono na podstawie bilansu strumieni ciepła dla strony parowo-skroplinowej (7.40) i wodnej (7.41).

$$h_{s14} = h_{s15} + \frac{\dot{m}_{w9}}{\dot{m}_{s14}} (h_{w10} - h_{w9}) \quad (7.46)$$

$$h_{s11} = h_{s12} + \frac{\dot{m}_{w13}}{\dot{m}_{s11}} (h_{w14} - h_{w13}) \quad (7.47)$$

Do zbiornika kondensatu umiejscowionego bezpośrednio pod wymiennikiem podturbinowym kierowane są skropliny z wymienników DWH1 i DWH2 oraz woda z za podgrzewaczy właściwych paliwa gazowego. Straty w obiegu wodno-parowym uzupełniane są wodą zdeminalizowaną o nominalnych parametrach 0.5 MPa i 30°C. W modelu matematycznym zbiornika kondensatu wykorzystano równania bilansowe masy i energii (7.48), (7.49). Przedstawiony układ zależności pozwolił na wyznaczenie temperatury wody przed układem pomp kondensatu.

$$\dot{m}_{s15} + \dot{m}_{s12} + \dot{m}_{SP6} + \dot{m}_{DEMI} + \dot{m}_{NP0} = 0 \quad (7.48)$$

$$\dot{m}_{s15} h_{s15} + \dot{m}_{s12} h_{s12} + \dot{m}_{SP6} h_{SP6} + \dot{m}_{DEMI} h_{DEMI} + \dot{m}_{NP0} h_{NP0} = 0 \quad (7.49)$$

7.5 Wymiennik pseudokondensacji

W przypadku ograniczonego zapotrzebowania na ciepło w systemie miejskim część wody sieciowej z rurociągu wyjściowego może zostać skierowana ponownie do rurociągu powrotnego poprzez wymiennik pseudokondensacji. Czynnikiem chłodzącym strumień wody sieciowej jest woda obiegowa (chłodząca). Wymiennik pseudokondensacji jest przeciwprądowym wymiennikiem ciepła typu płaszczowo-rurowego – woda chłodząca przepływa przez układ rurowy, woda sieciowa kierowana jest do przestrzeni międzyrurowej. Maksymalna dopuszczalna temperatura wody pochłodniczej wynosi 35°C. Blok gazowo-parowy w Elektrociepłowni Żerań ma możliwość całkowitego odcięcia się od miejskiej sieci ciepłowniczej i pracy w układzie zamkniętym. Nominalne natężenie przepływu wody chłodzącej wynosi 28 000 m³/h [39]. Podstawowe dane konstrukcyjne wymiennika pseudokondensacji przedstawiono w Tab. 7.20.

Tabela 7.20: Podstawowe dane konstrukcyjne wymiennika pseudokondensacji WPK [39].

Wymiennik	wymiennik pseudokondensacji WPK
Typ	BFM
Powierzchnia wymiany ciepła	6336.8 m ²
Średnica rur i grubość ścianki	20 mm / 0.9 mm
Całkowita długość układu rurowego	9250 mm
Liczba przejść po stronie wody sieciowej	2
Liczba rur	11144

Model matematyczny wymiennika pseudokondensacji w warunkach zmienionych sporządzono w oparciu o charakterystykę efektywności wymiennika ε w odniesieniu do bezwymiarowej liczby jednostek wymiany ciepła [46], [87], [89], [114].

Strumień ciepła przekazany w wymienniku pseudokondensacji w stanie ustalonym określony jest równaniami bilansowymi dla strony wody sieciowej (7.50) i chłodzącej (7.51) oraz równaniem Pécleta wykorzystującym średnią logarytmiczną różnicę temperatur dla wymiennika przeciwprądowego (7.52).

$$\dot{Q}_{WPK} = \dot{m}_{w19}(h_{w19} - h_{w20}) = \dot{m}_{w19}\bar{c}_p(T_{w19} - T_{w20}) \quad (7.50)$$

$$\dot{Q}_{WPK} = \dot{m}_{c0}(h_{c1} - h_{c0}) = \dot{m}_{c0}\bar{c}_p(T_{c1} - T_{c0}) \quad (7.51)$$

$$\dot{Q}_{WPK} = (U \cdot A)_{WPK} \cdot \frac{(T_{w19} - T_{c1}) - (T_{w20} - T_{c0})}{\ln\left(\frac{T_{w19} - T_{c1}}{T_{w20} - T_{c0}}\right)} \quad (7.52)$$

W przypadku analizowanego wymiennika pseudokondensacji czynnikiem charakteryzującym się mniejszą pojemnością cieplną (wynikającą z wielokrotnie mniejszego natężenia przepływu) jest woda sieciowa. Minimalna i maksymalna pojemność cieplna czynników roboczych biorących udział w wymianie ciepła opisana jest zależnościami (7.53), (7.54) z wykorzystaniem średniego ciepła właściwego w danym zakresie ciśnienia i temperatury [46], [89], [114].

$$\dot{C}_{min} = \dot{m}_{w19} \bar{c}_p \quad (7.53)$$

$$\dot{C}_{max} = \dot{m}_{c0} \bar{c}_p \quad (7.54)$$

Przy założeniu jednakowego ciepła właściwego wody sieciowej i chłodzącej zredukowaną pojemność cieplną można przedstawić w postaci stosunku natężeń przepływu poszczególnych czynników roboczych (7.55).

$$C_{red} = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} = \frac{\dot{m}_{w19}}{\dot{m}_{c0}} \quad (7.55)$$

Efektywność wymiennika ε zdefiniowana jest jako stosunek rzeczywistego i maksymalnego strumienia ciepła, który może zostać przekazany w danych warunkach (7.56) [46], [87], [89], [114].

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (7.56)$$

Maksymalny strumień ciepła wyznaczany jest dla czynnika roboczego o mniejszej pojemności cieplnej, który osiąga temperaturę wlotową drugiego z czynników (7.57) [46], [87], [89], [114].

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{w19} \bar{c}_p (T_{w19} - T_{c0}) \quad (7.57)$$

Wykorzystując równanie bilansowe wymiany ciepła od strony wody sieciowej (7.50) zależność określającą efektywność wymiennika pseudokondensacji można przedstawić w postaci (7.58).

$$\varepsilon_{WPK} = \frac{T_{w19} - T_{w20}}{T_{w19} - T_{c0}} \quad (7.58)$$

Efektywność wymiennika ε może również zostać wyrażona w odniesieniu do zredukowanej pojemności cieplnej czynników roboczych i bezwymiarowej liczby jednostek wymiany ciepła. Równanie charakterystyczne dla wymiennika przeciwprądowego (7.59) wynika bezpośrednio z równań bilansowych wymiany ciepła (7.50), (7.51) i równania Pécleta (7.52) [46], [87], [89], [114].

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{(C_{red}-1) \cdot NTU}}{1 - C_{red} \cdot e^{(C_{red}-1) \cdot NTU}} \quad (7.59)$$

Bezwymiarowa liczba jednostek wymiany ciepła zdefiniowana jest jako stosunek iloczynu współczynnika i powierzchni wymiany ciepła oraz mniejszej z pojemności cieplnych czynników roboczych (7.60) [46], [87], [89], [114].

$$NTU = \frac{U \cdot A}{\dot{C}_{min}} \quad (7.60)$$

Biorąc pod uwagę powyższe zależności (7.53), (7.54), (7.55), (7.56), (7.57), (7.58), (7.59), (7.60) temperaturę wody sieciowej za wymiennikiem pseudokondensacji wyznaczono na podstawie zależności (7.61).

$$T_{w20} = T_{w19} - \frac{1 - e^{\left(\frac{\dot{m}_{w19}}{\dot{m}_{c0}} - 1\right) \frac{U \cdot A}{\dot{m}_{w19} c_p}}}{1 - \frac{\dot{m}_{w19}}{\dot{m}_{c0}} \cdot e^{\left(\frac{\dot{m}_{w19}}{\dot{m}_{c0}} - 1\right) \frac{U \cdot A}{\dot{m}_{w19} c_p}}} (T_{w19} - T_{c0}) \quad (7.61)$$

W modelach literaturowych wymienników ciepła typu woda-woda aproksymacja współczynnika wymiany ciepła prowadzona jest najczęściej w oparciu o funkcje empiryczne uwzględniające wpływ zmiennego natężenia przepływu i temperatury wlotowej poszczególnych strumieni. W modelu matematycznym wymiennika pseudokondensacji rozpatrzono dwa równania modelowe (7.62) i (7.63) [89].

$$U_{WPK} = U_{WPK_{ref}} \left(\frac{\dot{m}_{w19}}{\dot{m}_{w19_{ref}}} \right)^{k_1} \left(\frac{T_{w19}}{T_{w19_{ref}}} \right)^{k_2} \left(\frac{\dot{m}_{c0}}{\dot{m}_{c0_{ref}}} \right)^{k_3} \left(\frac{T_{c0}}{T_{c0_{ref}}} \right)^{k_4} \quad (7.62)$$

$$U_{WPK} = U_{WPK_{ref}} + k_1 (\dot{m}_{w19} - \dot{m}_{w19_{ref}}) + k_2 (T_{w19} - T_{w19_{ref}}) + k_3 (\dot{m}_{c0} - \dot{m}_{c0_{ref}}) + k_4 (T_{c0} - T_{c0_{ref}}) \quad (7.63)$$

Współczynniki w równaniach modelowych (7.62), (7.63) wyznaczono rozwiązując zagadnienie zdefiniowane względem temperatury czynników roboczych za wymiennikiem

pseudokondensacji jako (7.64). Parametry referencyjne ustalono jako wartości uśrednione dla dostępnego zbioru danych bilansowych. Podsumowanie wyników przedstawiono w Tab. 7.21 i Tab. 7.22. W tworzonym modelu matematycznym wymiennika pseudokondensacji wykorzystano zależność w postaci (7.62), dla której uzyskano lepsze wartości wskaźników statystycznych.

$$\sum \left(\frac{T_{w20_{dane}} - T_{w20_{model}}}{T_{w20_{dane}}} \right)^2 + \left(\frac{T_{c1_{dane}} - T_{c1_{model}}}{T_{c1s_{dane}}} \right)^2 \rightarrow \min \quad (7.64)$$

Tabela 7.21: Podsumowanie wyników dla równania modelowego wymiany ciepła (7.62) w wymienniku pseudokondensacji.

Równanie modelowe	$U_{WPK} = 1.405 \left(\frac{\dot{m}_{w19}}{862.7} \right)^{0.605} \left(\frac{T_{w19}}{343.8} \right)^{0.065} \left(\frac{\dot{m}_{c0}}{6619.8} \right)^{0.232} \left(\frac{T_{c0}}{292.9} \right)^{1.763}$	
Strona czynnika roboczego	woda sieciowa	woda chłodząca
R^2	99.67%	99.99%
MAE	0.18 K	0.03 K
MRE	0.06%	0.01%

Tabela 7.22: Podsumowanie wyników dla równania modelowego wymiany ciepła (7.63) w wymienniku pseudokondensacji.

Równanie modelowe	$U_{WPK} = 1.365 + 1.03 \cdot 10^{-3} \cdot (\dot{m}_{w19} - 862.7) + 1.52 \cdot 10^{-3} \cdot (T_{w19} - 343.8) + 4.75 \cdot 10^{-5} \cdot (\dot{m}_{c0} - 6619.8) + 7.76 \cdot 10^{-3} \cdot (T_{c0} - 292.9)$	
Strona czynnika roboczego	woda sieciowa	woda chłodząca
R^2	99.24%	99.98%
MAE	0.31 K	0.04 K
MRE	0.11%	0.01%

7.6 Bilans mocy na wale turbozespołu parowego

Generator elektryczny turbozespołu parowego umiejscowiony jest od strony wylotu części wysokopięrnej. Czynnikiem chłodzącym w jego układzie jest powietrze. Parametry znamionowe generatora przedstawiono w Tab. 7.23.

Tabela 7.23: Parametry znamionowe generatora elektrycznego turbozespołu parowego DST-S10 [39].

Liczba biegunów / faz	2 / 3
Współczynnik mocy	0.8
Prędkość obrotowa	3000 obr/min
Napięcie stojana	15 kV
Moc pozorna	193.75 MVA
Moc czynna	155.0 MW

Moc wewnętrzna analizowanego turbozespołu parowego stanowi sumę mocy wewnętrznych poszczególnych grup stopni turbinowych: WP, SP1, SP2, NP1, NP2 i NP3 (7.65).

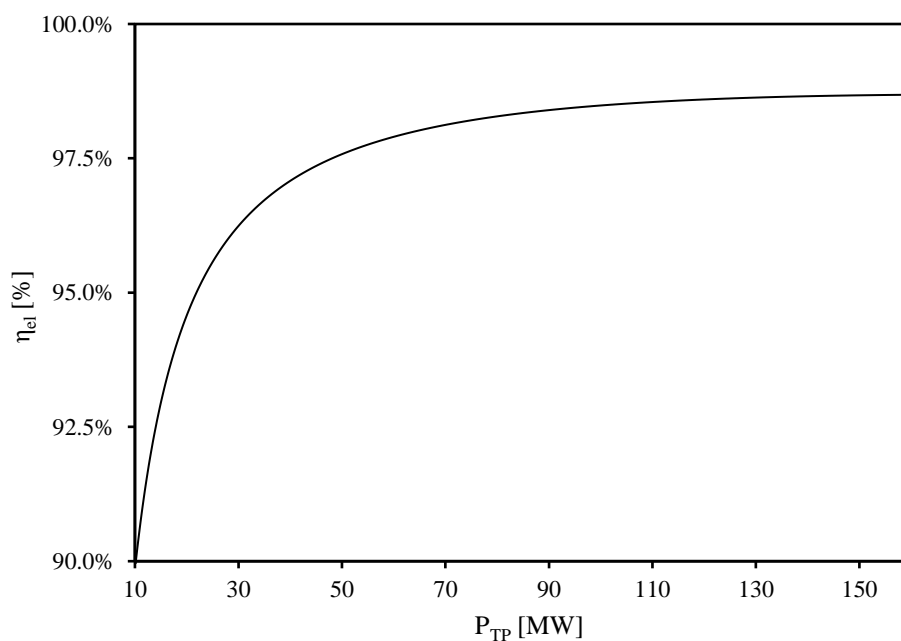
$$N_{TP} = \sum_{i=0,2,5,8,10,13} \dot{m}_{s_i} (h_{s_{i+1}} - h_{s_i}) \quad (7.65)$$

Moc elektryczną na zaciskach generatora określono wykorzystując krzywą strat przedstawioną przez producenta (7.66) [39]. Sprawność mechaniczną założono na poziomie 99.5%.

$$P_{TP} = \eta_m N_{TP} - \Delta P_{el} \quad (7.66)$$

Przebieg krzywej strat generatora elektrycznego opisano z wykorzystaniem równania modelowego w postaci wielomianowej (7.67). Opracowaną charakterystykę sprawnościową przedstawiono na Rys. 7.3.

$$\Delta P_{TP_{el}} = 3.50 \cdot 10^{-5} \cdot (\eta_m \cdot N_{TP})^2 + 5.85 \cdot 10^{-4} \cdot \eta_m \cdot N_{TP} + 1119.8 \quad (7.67)$$



Rysunek 7.3. Charakterystyka sprawnościowa generatora elektrycznego turbozespołu parowego DST-S10.

8 Wyniki

8.1 Program komputerowy

Opracowany model matematyczny bloku gazowo-parowego w Elektrociepłowni Żerań zaimplementowano w postaci programu komputerowego przy użyciu języka *Python*. Wybrane środowisko programistyczne jest powszechnie wykorzystywane również do tworzenia zaawansowanych aplikacji obliczeniowych. Język *Python* klasyfikowany jest jako język interpretowany, wysokiego poziomu i ogólnego przeznaczenia. Składnia wyróżnia się przejrzystością i zwięzłością, co pozwala zachować czytelność i klarowność kodu źródłowego. Uniwersalność języka *Python* wynika ze wsparcia obiektowych, imperatywnych i funkcyjnych paradygmatów programowania oraz niezależności względem użytkowanego systemu operacyjnego. Jedną z największych zalet wybranego środowiska jest dostęp do rozbudowanego pakietu bibliotek standardowych i zewnętrznych. Użytkowanie języka *Python* jest nieodpłatne także dla zastosowań komercyjnych [148].

Stworzona aplikacja charakteryzuje się budową modułową i obejmuje biblioteki własności czynników roboczych oraz modele cząstkowe kolejnych, omówionych w pracy elementów układu technologicznego. Program komputerowy wyposażono w graficzny interfejs użytkownika, który pozwolił na odwzorowanie schematów zastępczych poszczególnych układów, wizualizację parametrów termodynamicznych czynnika roboczego w wybranych punktach charakterystycznych, determinację zestawu parametrów wejściowych, założeń i trybu prowadzenia obliczeń.

8.2 Weryfikacja modelu matematycznego

Wyniki wygenerowane w modelu matematycznym poddano weryfikacji w oparciu o zestaw danych pomiarowych zapisanych w pierwszym roku eksploatacji analizowanej jednostki. Wykorzystany zbiór danych historycznych liczył 45 515 punktów w czasie (zarejestrowanych z rozdzielczością 5 minut), gdy blok gazowo-parowy pracował w stanie zbliżonym do stanu ustalonego. W ramach weryfikacji modelu matematycznego wyznaczono szereg parametrów eksploatacyjnych, wyszczególnionych w dalszej części pracy. Ustalony zestaw parametrów wejściowych dla rozwiązywanych zagadnień obejmował:

- ciśnienie, temperaturę i wilgotność względną powietrza atmosferycznego,
- udziały poszczególnych składników, wartość opałową i ciepło spalania paliwa gazowego,

- ciśnienie, temperaturę i natężenie przepływu pary technologicznej dla odbiorców zewnętrznych,
- ciśnienie, temperaturę i natężenie przepływu wody powrotnej w systemie ciepłowniczym,
- ciśnienie, temperaturę i natężenie przepływu wody chłodzącej w układzie pseudokondensacji.

Ocena wyników uzyskanych w modelu matematycznym została przeprowadzona w oparciu o wybrane wskaźniki statystyczne: współczynnik determinacji R^2 , średni błąd bezwzględny MAE i średni błąd względny MRE.

Zestaw parametrów wejściowych w modelu turbosespołu gazowego stanowią wskazane powyżej parametry powietrza atmosferycznego i paliwa gazowego. Model matematyczny umożliwi przede wszystkim wyznaczenie rozkładu parametrów termodynamicznych czynników roboczych w układach: sprężarki osiowej, komór spalania i turbiny gazowej. Porównanie wybranych wyników uzyskanych w modelu matematycznym turbosespołu gazowego i rzeczywistych danych pomiarowych z obiektu zestawiono w Tab. 8.1.

Tabela 8.1: Porównanie wyników uzyskanych w modelu matematycznym turbosespołu gazowego i rzeczywistych danych pomiarowych.

Parametr	Oznaczenie	Współczynnik determinacji R^2	Średni błąd bezwzględny MAE	Średni błąd względny MRE
Moc elektryczna turbosespołu gazowego	P_{TG}	99.94%	1.18 MW	0.54%
Natężenie przepływu paliwa gazowego	\dot{m}_{f9}	99.91%	0.05 kg/s	0.40%
Moc paliwa gazowego odniesiona do wartości opałowej	\dot{Q}_{LHV}	99.92%	2.51 MW	0.40%
Temperatura gazów spalinowych za turbospołem gazowym	T_{e21}	99.29%	0.84 K	0.09%
Natężenie przepływu gazów spalinowych za turbospołem gazowym	\dot{m}_{e21}	99.98%	0.31 kg/s	0.06%

Wykorzystany zbiór danych eksploatacyjnych uwzględniał pracę jednostki w szerokim spektrum warunków atmosferycznych i obciążeń. Temperatura zewnętrzna, która ma zasadniczy wpływ na osiągi turbosespołu gazowego [12], [124], zawierała się w przedziale od -11.2°C do 37.3°C . Minimalne i maksymalne obciążenie analizowanej jednostki wynosiło odpowiednio 170 MW i 400 MW. Współczynnik determinacji R^2 dla wszystkich wybranych

parametrów eksploatacyjnych turbozespołu gazowego osiągnął wartości powyżej 99%. Średni błąd bezwzględny wyznaczony dla mocy elektrycznej wyniósł 1.18 MW, średni błąd względny – 0.54%. Jakość predykcji natężenia przepływu paliwa gazowego charakteryzowała się średnimi błędami bezwzględnym i względnym odpowiednio 0.05 kg/s i 0.40%. Temperatura i natężenie przepływu gazów spalinowych za turbozespołem gazowym, które to stanowią zestaw parametrów wejściowych w modelu matematycznym kotła odzysknicowego, odwzorowane są z równie wysoką dokładnością. Średni błąd bezwzględny dla wskazanych wielkości wyniósł odpowiednio 0.84 K i 0.31 kg/s.

Pozostałe parametry wejściowe w modelu kotła odzysknicowego stanowią: temperatura wody za pompami kondensatu oraz wymagane parametry pary technologicznej dla odbiorców zewnętrznych (w przypadku wyboru linii zasilania sprzed układu przegrzewu wtórnego). Model matematyczny pozwala określić rozkład parametrów termodynamicznych zarówno po stronie gazów spalinowych, jak i w obiegu wodno-parowym. Najistotniejszymi wielkościami wyznaczanymi w modelu są natężenie przepływu i parametry pary wysokoprężnej, wtórnie przegrzanej i niskoprężnej kierowanej do turbozespołu parowego. Porównanie wyników uzyskanych w modelu matematycznym kotła odzysknicowego i rzeczywistych danych pomiarowych z obiektu zestawiono w Tab. 8.2.

Tabela 8.2: Porównanie wyników uzyskanych w modelu matematycznym kotła odzysknicowego i rzeczywistych danych pomiarowych.

Parametr		Oznaczenie	Współczynnik determinacji R^2	Średni błąd bezwzględny MAE	Średni błąd względny MRE
Para wysokoprężna	ciśnienie	p_{WP20}	99.96%	$2.06 \cdot 10^{-2}$ MPa	0.17%
	temperatura	T_{WP20}	99.46%	1.07 K	0.15%
	natężenie przepływu	\dot{m}_{WP20}	99.90%	0.22 kg/s	0.28%
Para wtórnie przegrzana	ciśnienie	p_{SP19}	99.89%	$8.18 \cdot 10^{-3}$ MPa	0.32%
	temperatura	T_{SP19}	99.28%	0.76 K	0.12%
	natężenie przepływu	\dot{m}_{SP19}	99.58%	0.59 kg/s	0.72%
Para niskoprężna	ciśnienie	p_{NP16}	99.74%	$2.66 \cdot 10^{-3}$ MPa	0.58%
	temperatura	T_{NP16}	99.10%	1.05 K	0.16%
	natężenie przepływu	\dot{m}_{NP16}	99.61%	0.10 kg/s	1.30%

Minimalna i maksymalna temperatura kondensatu kierowanego do układu wyniosła odpowiednio 52.1°C i 97.7°C. Zbiór danych eksploatacyjnych uwzględniał ponadto zmienne warunki pracy ekonomizerów wody sieciowej i podgrzewu paliwa gazowego oraz różne konfiguracje zasilania i wymagane parametry pary technologicznej dla odbiorców zewnętrznych. Jakość predykcji ciśnienia, temperatury i natężenia przepływu pary wytwarzanej w układzie trójprężnego kotła odzysknicowego charakteryzowała się współczynnikami determinacji R^2 powyżej 99%.

Zestaw parametrów wejściowych w modelu turbosespołu parowego stanowią parametry pary wodnej kierowanej z układu kotła odzysknicowego, natężenie przepływu i parametry wody powrotnej w układzie sieci ciepłowniczej oraz wymagane parametry pary technologicznej dla odbiorców zewnętrznych (w przypadku wyboru linii zasilania z upustu turbosespołu parowego). W modelu matematycznym wyznaczany jest przede wszystkim przebieg linii rozprężania pary wodnej w układzie przepływowym, ciśnienie i temperatura kondensacji w wymiennikach podturbinowym i ciepłowniczym oraz parametry wody w układach sieci ciepłowniczej i chłodzenia. Porównanie wybranych wyników uzyskanych w modelu matematycznym turbosespołu parowego i rzeczywistych danych pomiarowych z obiektu zestawiono w Tab. 8.3.

Tabela 8.3: Porównanie wyników uzyskanych w modelu matematycznym turbosespołu parowego i rzeczywistych danych pomiarowych.

Parametr	Oznaczenie	Współczynnik determinacji R^2	Średni błąd bezwzględny MAE	Średni błąd względny MRE
Moc elektryczna turbosespołu parowego	P_{TP}	99.64%	0.63 MW	0.55%
Ciśnienie kondensacji w wymienniku podturbinowym	p_{s14}	98.71%	$3.80 \cdot 10^{-4}$ MPa	1.63%
Temperatura kondensacji w wymienniku podturbinowym	T_{s14}	98.64%	0.36 K	0.11%
Ciśnienie kondensacji w wymienniku ciepłowniczym	p_{s11}	98.63%	$9.63 \cdot 10^{-4}$ MPa	2.15%
Temperatura kondensacji w wymienniku ciepłowniczym	T_{s11}	98.27%	0.52 K	0.15%
Temperatura wody sieciowej za wymiennikami sieciowymi	T_{w15}	99.57%	0.30 K	0.09%
Sumaryczna moc cieplna wymienników sieciowych	$\dot{Q}_{DWH1} + \dot{Q}_{DWH2}$	99.53%	1.71 MW	0.83%

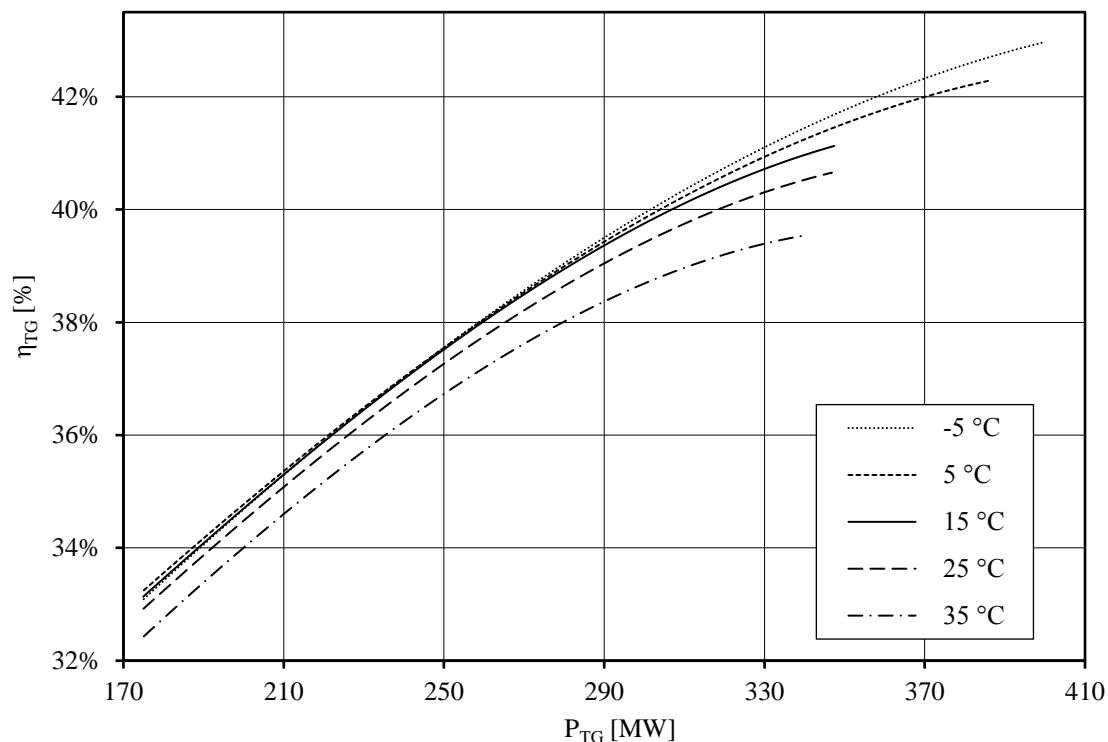
Zbiór danych eksploatacyjnych uwzględniał pracę turbozespołu parowego w trybie ciśnienia poślizgowego w zakresie obciążenia od 93 MW do 149 MW oraz wykorzystanie upustu technologicznego na pokrycie produkcji pary eksportowanej dla odbiorców zewnętrznych. Minimalna i maksymalna temperatura wody sieciowej kierowanej do wymiennika podturbinowego wyniosła odpowiednio 30.1°C i 51.3°C; natężenie przepływu – 980 kg/s i 2100 kg/s. Współczynnik determinacji R^2 wyznaczony dla mocy elektrycznej brutto osiągnął 99.64%, średni błąd bezwzględny i względny odpowiednio 0.63 MW i 0.55%. Jakość predykcji parametrów kondensacji w wymiennikach podturbinowym i ciepłowniczym charakteryzowała się współczynnikami determinacji R^2 powyżej 98%. Jakość predykcji temperatury wody sieciowej za wymiennikami sieciowymi wyniosła 99.57%, średni błąd bezwzględny i względny odpowiednio 0.30 K i 0.09%. Sumaryczna moc cieplna wymienników podturbinowego i ciepłowniczego odwzorowana była z równie wysoką dokładnością, osiągając współczynnik determinacji R^2 równy 99.53%, średni błąd bezwzględny i względny odpowiednio 1.71 MW i 0.83%.

Przedstawione powyżej wyniki świadczą o bardzo dobrym odwzorowaniu osiągow analizowanego bloku gazowo-parowego z wykorzystaniem opracowanego modelu matematycznego. W dalszej części pracy przedstawiono szczegółowo wybrane zagadnienia obliczeniowe zrealizowane w zaimplementowanym programie komputerowym.

8.3 Wybrane charakterystyki turbozespołu gazowego

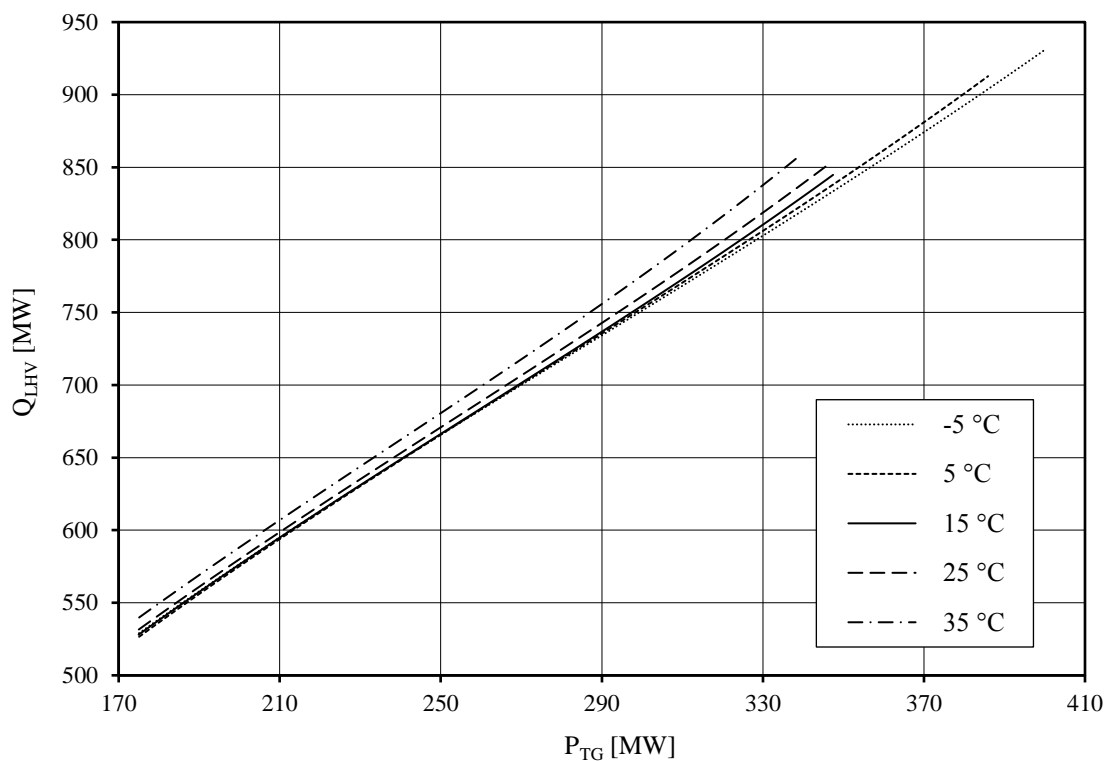
Na podstawie wyników wygenerowanych w modelu obliczeniowym wyznaczono charakterystykę sprawności elektrycznej turbozespołu gazowego w funkcji temperatury powietrza atmosferycznego. Przebiegi przedstawione na Rys. 8.1 obejmują zakres od -5°C do 35°C w przedziale od 175 MW do maksymalnego obciążenia wynikającego z danych warunków otoczenia.

Sprawność elektryczna analizowanego turbozespołu gazowego rośnie wraz z obciążeniem jednostki – przykładowo dla nominalnej temperatury atmosferycznej od 33.1% przy 175 MW do 41.1% przy 347.4 MW. Wraz ze wzrostem temperatury otoczenia zauważalny jest spadek sprawności elektrycznej, w szczególności powyżej temperatury nominalnej. Dla temperatury atmosferycznej 35°C sprawność elektryczna przy obciążeniu maksymalnym 339.1 MW wynosi 39.5%, przy obciążeniu minimalnym – 32.4%. Dla temperatur otoczenia poniżej temperatury nominalnej wzrost sprawności elektrycznej widoczny jest dla obciążeń powyżej 300 MW.



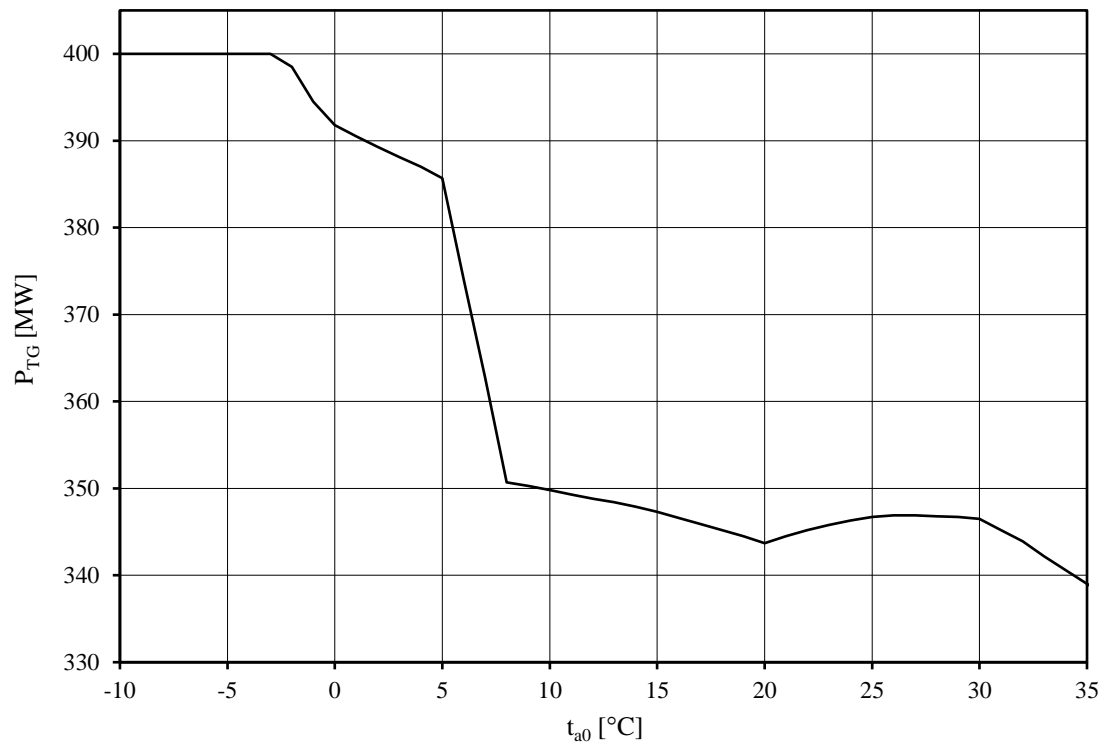
Rysunek 8.1: Sprawność elektryczna turbosespołu gazowego w funkcji obciążenia i temperatury atmosferycznej.

Na podstawie powyższej analizy sporządzono charakterystykę mocy paliwa gazowego w funkcji obciążenia turbosespołu gazowego przedstawioną na Rys 8.2. W nominalnym punkcie pracy turbosespołu gazowego moc paliwa gazowego wynosi 844.8 MW.



Rysunek 8.2: Moc paliwa gazowego w funkcji obciążenia turbosespołu gazowego i temperatury atmosferycznej.

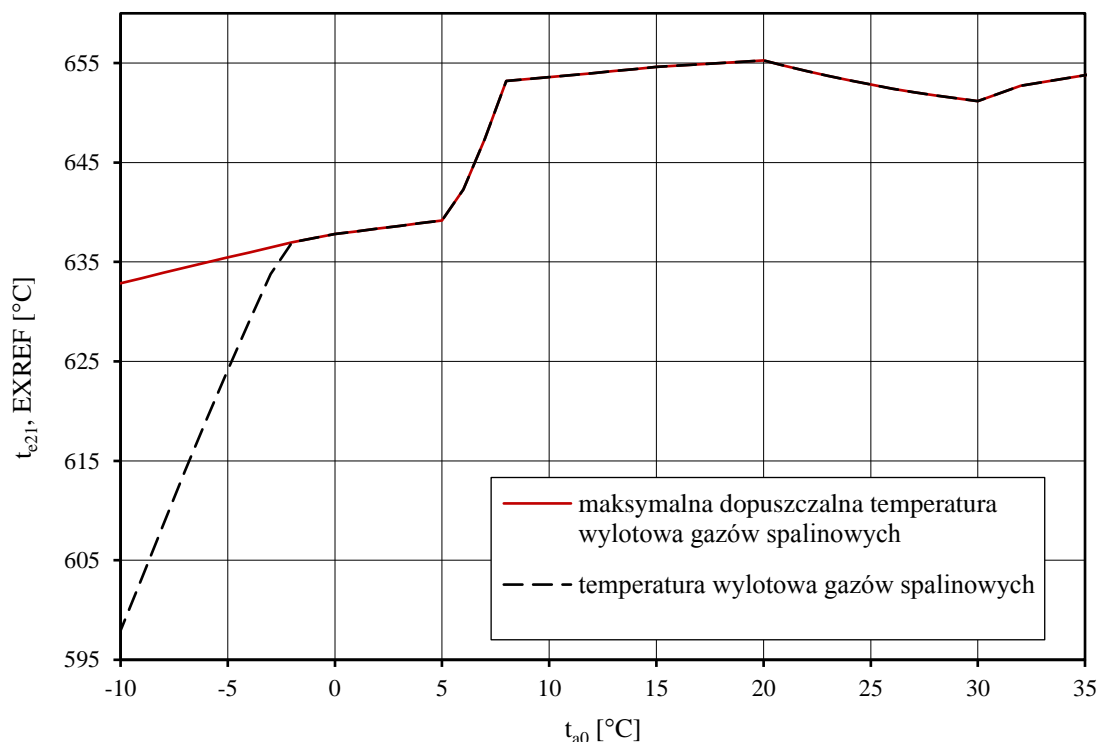
Zagadnieniem szczególnie istotnym dla planowania pracy bloku gazowo-parowego jest wyznaczenie maksymalnego obciążenia turbozespołu gazowego w danych warunkach otoczenia. Głównym parametrem determinującym osiągi analizowanej jednostki jest temperatura atmosferyczna. Przebieg maksymalnej mocy elektrycznej w funkcji temperatury otoczenia przedstawiono na Rys. 8.3. Obciążenie turbozespołu gazowego rośnie wraz ze spadkiem temperatury otoczenia [12], [124]. Nieregularny charakter prezentowanego przebiegu wynika z działania układów regulacji i ograniczeń turbozespołu gazowego.



Rysunek 8.3: Osiągalne obciążenie turbozespołu gazowego w funkcji temperatury atmosferycznej.

W zakresie temperatur otoczenia do -3°C maksymalne obciążenie turbozespołu gazowego wynosi 400 MW i wynika z wartości granicznej ustawionej domyślnie w regulatorze nadrzędnym jednostki. Operator bloku gazowo-parowego ma jednakże możliwość korekcyj wskazanej wartości w systemie sterowania. Dla temperatur otoczenia powyżej -3°C maksymalna moc elektryczna uwarunkowana jest aktywacją bloku ograniczeń termicznych turbozespołu gazowego. Temperatura wylotowa gazów spalinowych równa wartości granicznej EXREF świadczy o osiągnięciu maksymalnej dozwolonej temperatury gazów spalinowych do części ekspansyjnej w danym punkcie pracy jednostki. Aktywacja BOT ma na celu ochronę pierwszych stopni turbiny gazowej. Najniższa moc elektryczna turbozespołu gazowego w badanym zakresie temperatur zewnętrznych wynosi 335.9 MW dla 35°C . Największy wpływ temperatury otoczenia widoczny jest w przedziale od 5°C do 8°C , w którym osiągalne

obciążenie jednostki maleje od 385.7 MW do 350.7 MW. Przebieg temperatury wylotowej gazów spalinowych dla maksymalnego obciążenia turbozespołu gazowego w funkcji temperatury atmosferycznej przedstawiono na Rys. 8.4.



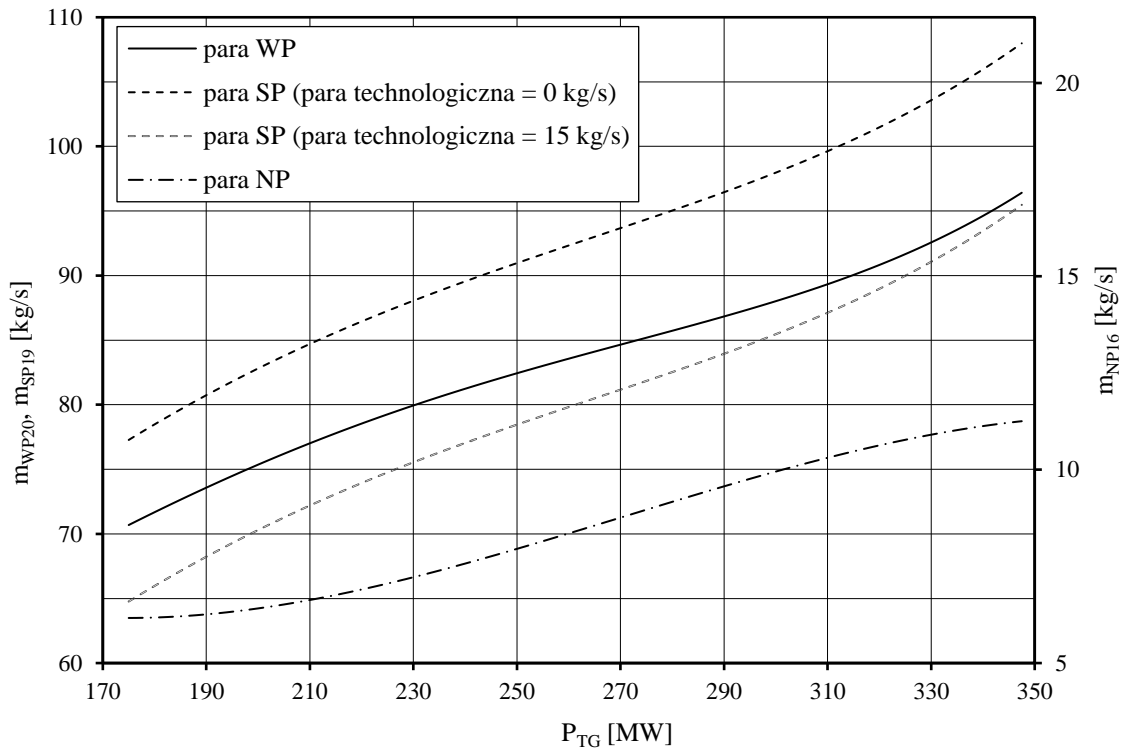
Rysunek 8.4: Temperatura wylotowa gazów spalinowych dla maksymalnego obciążenia turbozespołu gazowego w funkcji temperatury atmosferycznej.

8.4 Wybrane charakterystyki kotła odzysknicowego

Opracowany model obliczeniowy wykorzystano do wyznaczenia przebiegu strumieni pary wysokoprężnej, wtórnie przegrzanej i niskoprężnej generowanej w układzie kotła odzysknicowego w funkcji obciążenia turbozespołu gazowego. Uzyskaną charakterystykę poszczególnych strumieni pary kierowanej do turbozespołu parowego przedstawiono na Rys. 8.5. Przeprowadzona analiza dotyczyła pracy turbozespołu gazowego w nominalnych warunkach otoczenia w zakresie od 175 MW do maksymalnego osiągalnego obciążenia jednostki. Uwzględniono dwa przypadki pracy w zależności od wielkości poboru pary technologicznej sprzed układu przegrzewu wtórnego.

Natężenie pary wysokoprężnej, wtórnie przegrzanej i niskoprężnej kierowanej do turbozespołu parowego rośnie wraz z obciążeniem turbozespołu gazowego. W przypadku pary wysokoprężnej – od 70.7 kg/s do 96.4 kg/s, niskoprężnej – od 6.2 kg/s do 11.3 kg/s. Pobór pary technologicznej z układu kotła odzysknicowego wpływa przede wszystkim na natężenie

przepływu pary wtórnie przegrzanej. W punkcie odpowiadającym maksymalnemu obciążeniu turbosespołu gazowego strumień pary generowanej w układzie średnioprężnym maleje z 108.0 kg/s do 95.5 kg/s. Wielkość poboru pary technologicznej z układu kotła odzysknicowego nie wpływa znacząco na strumienie wytwarzanej pary wysokoprężnej i niskoprężnej.



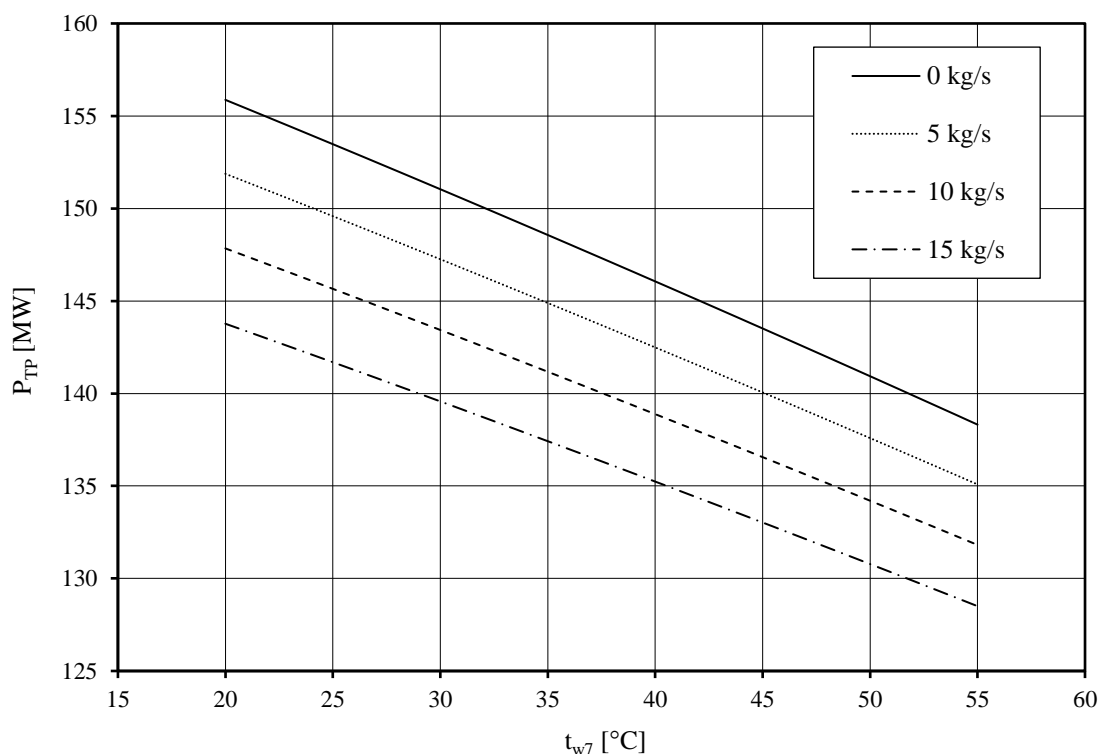
Rysunek 8.5: Natężenie przepływu pary wysokoprężnej, wtórnie przegrzanej i niskoprężnej w funkcji obciążenia turbosespołu gazowego.

8.5 Wybrane charakterystyki turbosespołu parowego

Na podstawie wyników wygenerowanych w modelu obliczeniowym przeanalizowano wpływ wybranych parametrów obiegu na moc elektryczną turbosespołu parowego, w szczególności: temperatury wody sieciowej kierowanej do wymiennika podturbinowego i natężenia przepływu pary odprowadzanej poprzez upust technologiczny. Uzyskaną charakterystykę obciążenia turbosespołu parowego przedstawiono na Rys. 8.6. Na potrzeby przeprowadzonej analizy założono pracę turbosespołu gazowego w nominalnych warunkach otoczenia z obciążeniem maksymalnym oraz natężenie przepływu wody sieciowej do wymiennika podturbinowego na poziomie 1900 kg/s.

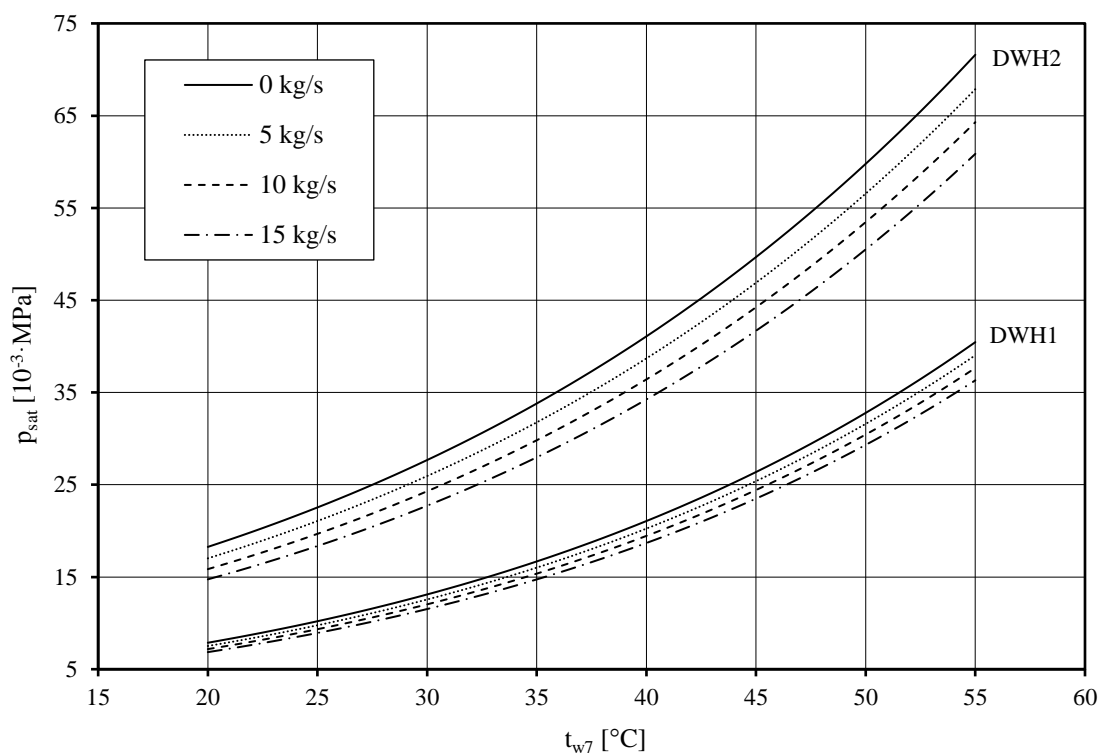
Moc elektryczna turbosespołu parowego rośnie wraz ze spadkiem temperatury wody kierowanej do wymiennika podturbinowego, co wynika ze spadku ciśnienia wylotowego pary

i wyższego spadku dyspozycyjnego entalpii pary. W przypadku, gdy para upustowa nie jest odprowadzana, obciążenie turbozespołu parowego zmienia się od 138.1 MW do 155.9 MW w przedziale temperatur wody powrotnej odpowiednio od 55°C do 20°C. Wzrost temperatury o 1°C skutkuje spadkiem mocy elektrycznej średnio o 0.47 MW w analizowanym przedziale parametrów wejściowych. Pobór pary technologicznej z upustu części średnioprężnej prowadzi do obniżenia mocy elektrycznej jednostki – przykładowo od 143.5 MW do 133.0 MW dla założonej temperatury wody powrotnej 45°C. Wzrost natężenia przepływu pary upustowej o 1 kg/s skutkuje spadkiem obciążenia turbozespołu parowego średnio o 0.73 MW w analizowanym przedziale parametrów wejściowych.



Rysunek 8.6: Obciążenie turbozespołu parowego w funkcji temperatury wody sieciowej i natężenia przepływu pary technologicznej.

Dla powyższych założeń wyznaczono za pomocą opracowanego modelu przebiegi ciśnienia kondensacji w wymienniku podturbinowym i ciepłowniczym przedstawione na Rys. 8.7. Dla analizowanego zakresu parametrów wejściowych ciśnienie kondensacji w wymienniku podturbinowym zmienia się w przedziale od 6.9 kPa do 40.5 kPa, w wymienniku ciepłowniczym – od 14.7 kPa do 71.6 kPa. Para wylotowa za częścią NP2 turbozespołu parowego charakteryzuje się wyższym ciśnieniem z uwagi na wyższą temperaturę wody kierowanej do wymiennika DWH2.



Rysunek 8.7: Ciśnienie kondensacji w wymiennikach podturbinowym DWH1 i ciepłowniczym DWH2 w funkcji temperatury wody sieciowej i natężenia przepływu pary technologicznej.

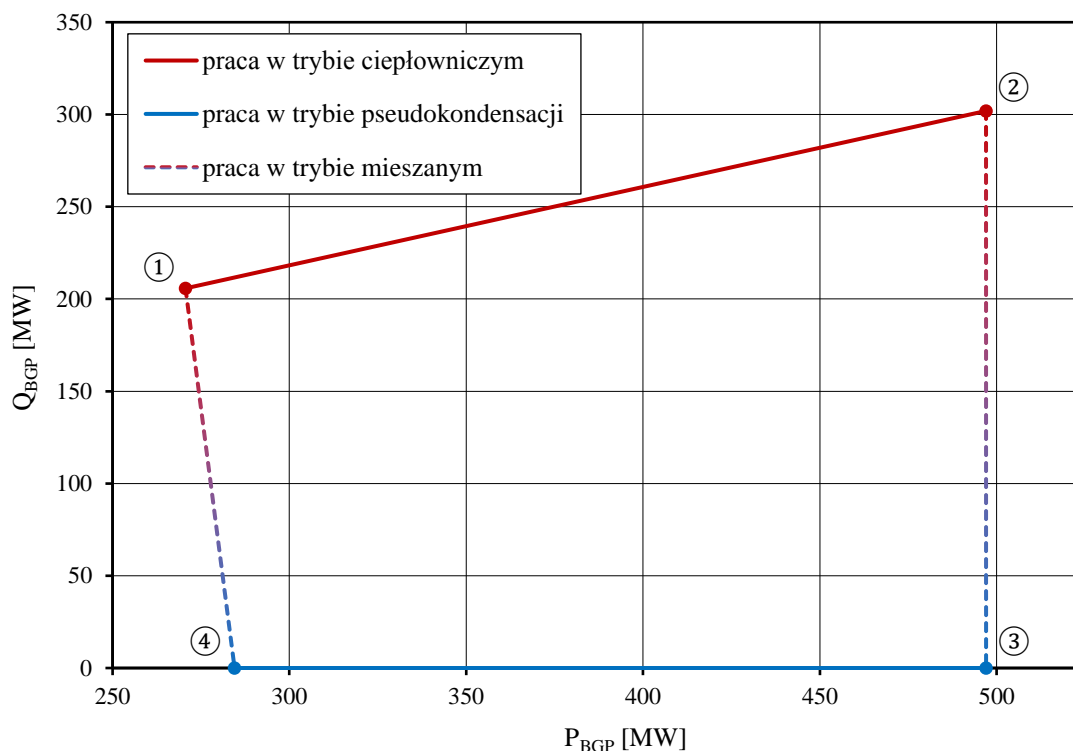
8.6 Obszar możliwej eksploatacji bloku gazowo-parowego

Program komputerowy pozwala na wyznaczenie obszaru możliwej eksploatacji bloku gazowo-parowego w zależności od wybranych parametrów wejściowych. W dalszej części pracy przedstawiono wyniki analiz przeprowadzonych dla sezonu zimowego i letniego. W obliczeniach nie uwzględniono produkcji pary technologicznej dla odbiorców zewnętrznych.

W sezonie zimowym obszar możliwej eksploatacji bloku gazowo-parowego zdefiniowany jest poprzez cztery główne punkty pracy:

- ① w trybie ciepłowniczym przy obciążeniu minimalnym,
- ② w trybie ciepłowniczym przy obciążeniu maksymalnym,
- ③ w trybie pseudokondensacji przy obciążeniu maksymalnym,
- ④ w trybie pseudokondensacji przy obciążeniu minimalnym.

Obszar możliwej eksploatacji bloku gazowo-parowego w sezonie zimowym przedstawiono na Rys. 8.8. Szczegółowe założenia parametrów pracy obiegu i uzyskane wyniki zestawiono w Tab. 8.4.



Rysunek 8.8: Obszar możliwej eksploatacji bloku gazowo-parowego w sezonie zimowym.

Minimalne obciążenie jednostki wynika z minimalnego, przyjętego obciążenia turbozespołu gazowego, wynoszącego 175 MW. Maksymalną moc elektryczną bloku gazowo-parowego przyjęto na poziomie 497 MW. Dla analiz przeprowadzonych dla sezonu zimowego nie zaobserwowano ograniczeń eksploatacyjnych. Linia ① – ② przedstawia obszar możliwej eksploatacji jednostki w trybie ciepłowniczym, gdy wygenerowane ciepło odprowadzane jest w całości do sieci miejskiej. Minimalne obciążenie bloku gazowo-parowego wynosi 270.6 MW. Moc cieplna oddawana do sieci ciepłowniczej zawiera się w przedziale od 205.8 MW do 301.9 MW, co przy założonym przepływie wody sieciowej odpowiada temperaturom zasilania od 80.9°C do 92.9°C. Moc cieplna dla pracy w trybie ciepłowniczym zmienia się liniowo w funkcji obciążenia bloku gazowo-parowego. Linia ③ – ④ przedstawia obszar możliwej eksploatacji jednostki w trybie pseudokondensacji, gdy wygenerowane ciepło odprowadzane jest w całości do układu wody chłodzącej poprzez wymiennik pseudokondensacji. Minimalne obciążenie jednostki wynosi 284.5 MW. Wraz ze spadkiem temperatury wody kierowanej do wymiennika podturbinowego obserwowany jest wzrost mocy elektrycznej turbozespołu parowego, co wynika ze spadku ciśnienia wylotowego i wzrostu dyspozycyjnego spadku entalpii pary. W przypadku pracy w zakresie maksymalnych obciążeń bloku gazowo-parowego wzrost mocy elektrycznej turbozespołu parowego wynosi 16.3 MW i skutkuje redukcją obciążenia turbozespołu gazowego i mocy paliwa, a co za tym idzie –

wzrostem sprawności elektrycznej jednostki z 57.6% dla pracy w trybie ciepłowniczym do 59.6% dla pracy w trybie pseudokondensacji.

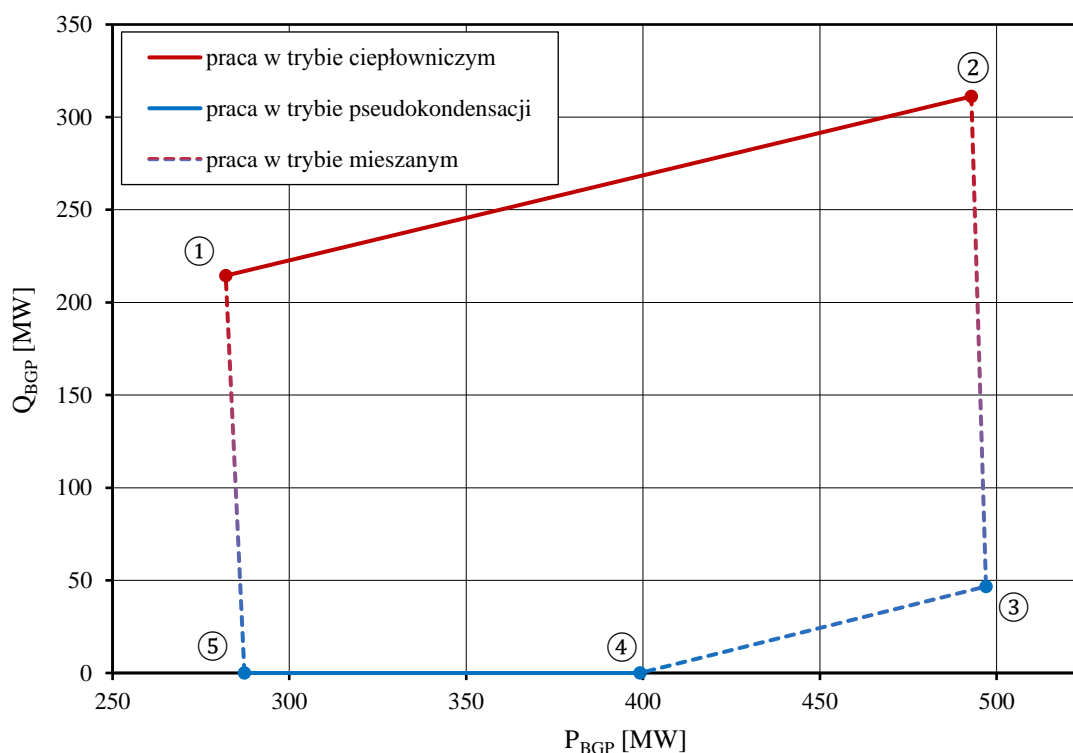
Tabela 8.4: Osiągi bloku gazowo-parowego w sezonie zimowym.

Parametr	Oznaczenie	①	②	③	④
Temperatura atmosferyczna	T_{a0}	0°C	0°C	0°C	0°C
Moc elektryczna turbosespołu gazowego	P_{TG}	175.0 MW	361.6 MW	345.3 MW	175.0 MW
Moc elektryczna turbosespołu parowego	P_{TP}	95.6 MW	135.4 MW	151.7 MW	109.5 MW
Moc elektryczna bloku gazowo-parowego	P_{BGP}	270.6 MW	497.0 MW	497.0 MW	284.5 MW
Moc ciepła oddawana do sieci ciepłowniczej	\dot{Q}_{BGP}	205.8 MW	301.9 MW	0.0 MW	0.0 MW
Moc paliwa gazowego	\dot{Q}_{LHV}	520.9 MW	862.9 MW	833.6 MW	520.9 MW
Sprawność elektryczna turbosespołu gazowego	η_{TG}	33.6%	41.9%	41.4%	33.6%
Sprawność elektryczna bloku gazowo-parowego	η_{BGP}	52.0%	57.6%	59.6%	54.6%
Ciśnienie kondensacji w wymienniku DWH1	p_{s14}	30.0 kPa	40.1 kPa	6.0 kPa	3.4 kPa
Ciśnienie kondensacji w wymienniku DWH2	p_{s11}	45.3 kPa	70.7 kPa	14.2 kPa	6.7 kPa
Natężenie przepływu wody do wymiennika DWH1	\dot{m}_{w7}	1900 kg/s	1900 kg/s	1900 kg/s	1900 kg/s
Temperatura wody do wymiennika DWH1	T_{w7}	55.0°C	55.0°C	15.6°C	11.9°C
Temperatura wody sieciowej na wyjściu	T_{w23}	80.9°C	92.9°C	50.3°C	36.0°C
Natężenie przepływu wody chłodzącej	\dot{m}_{c0}	5600 kg/s	5600 kg/s	5600 kg/s	5600 kg/s
Temperatura wody chłodzącej	T_{c0}	3.0°C	3.0°C	3.0°C	3.0°C
Temperatura wody pochłdniczej	T_{c1}	3.0°C	3.0°C	14.7°C	11.2°C

W sezonie letnim obszar możliwej eksploatacji bloku gazowo-parowego zdefiniowany jest poprzez pięć głównych punktów pracy:

- ① w trybie ciepłowniczym przy obciążeniu minimalnym,
- ② w trybie ciepłowniczym przy obciążeniu maksymalnym,
- ③ w trybie mieszanym przy obciążeniu maksymalnym wynikającym z regulacyjności sieci ciepłowniczej i dopuszczalnej temperatury wody pochłódniczej,
- ④ w trybie pseudokondensacji przy obciążeniu maksymalnym wynikającym z dopuszczalnej temperatury wody pochłódniczej,
- ⑤ w trybie pseudokondensacji przy obciążeniu minimalnym.

Obszar możliwej eksploatacji bloku gazowo-parowego w sezonie letnim przedstawiono na Rys. 8.9. Szczegółowe założenia parametrów pracy obiegu i uzyskane wyniki zestawiono w Tab. 8.5.



Rysunek 8.9: Obszar możliwej eksploatacji bloku gazowo-parowego w sezonie letnim.

Minimalne obciążenie bloku gazowo-parowego, podobnie jak w przypadku pracy w sezonie zimowym, wynika z minimalnej, przyjętej mocy elektrycznej turbozespołu gazowego i wynosi 282.0 MW dla pracy w trybie ciepłowniczym i 287.3 MW dla pracy w trybie pseudokondensacji. Maksymalne obciążenie jednostki jest ograniczone poprzez uwarunkowania przedstawione szerzej w dalszej części pracy i wynosi odpowiednio 492.9 MW i 399.1 MW. Moc cieplna oddawana do sieci miejskiej w trybie ciepłowniczym zawiera się w przedziale od 214.5 MW do 311.2 MW, co przy założonym przepływie wody sieciowej odpowiada temperaturom zasilania od 72.0°C do 84.1°C.

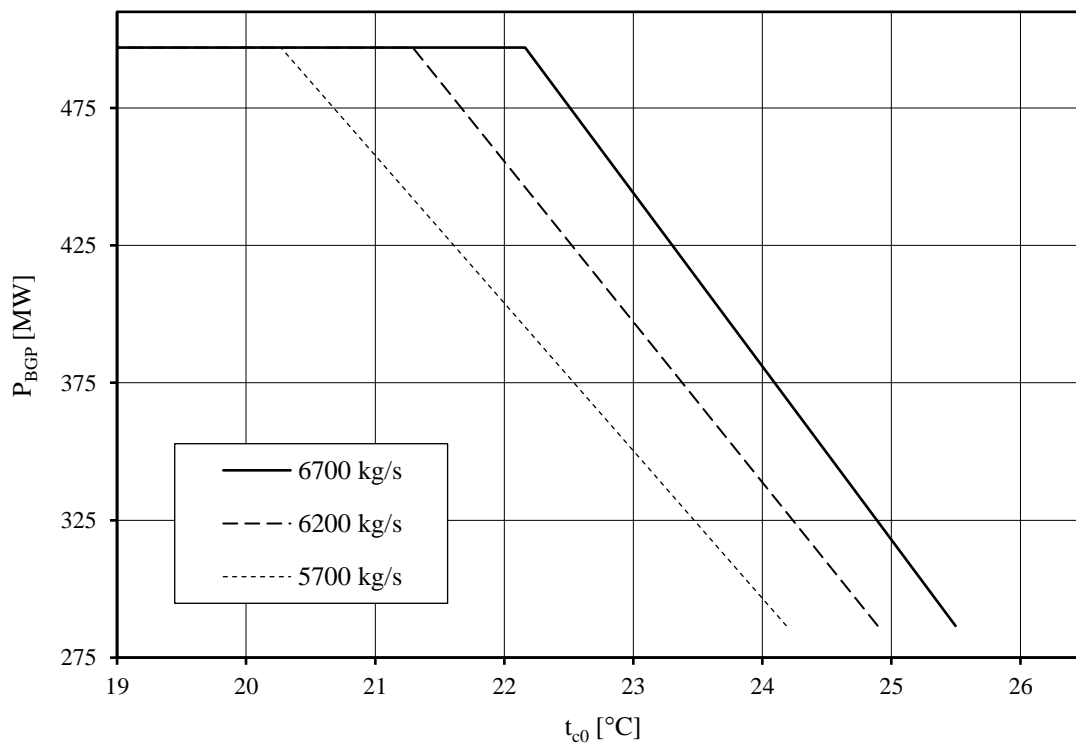
Tabela 8.5: Osiągi bloku gazowo-parowego w sezonie letnim.

Parametr	Oznaczenie	①	②	③	④	⑤
Temperatura atmosferyczna	T_{a0}	30°C	30°C	30°C	30°C	30°C
Moc elektryczna turbozespołu gazowego	P_{TG}	175.0 MW	346.5 MW	345.6 MW	266.5 MW	175.0 MW
Moc elektryczna turbozespołu parowego	P_{TP}	107.0 MW	146.4 MW	151.4 MW	132.6 MW	112.3 MW
Moc elektryczna bloku gazowo-parowego	P_{BGP}	282.0 MW	492.9 MW	497.0 MW	399.1 MW	287.3 MW
Moc cieplna oddawana do sieci ciepłowniczej	\dot{Q}_{BGP}	214.5 MW	311.2 MW	46.6 MW	0.0 MW	0.0 MW
Moc paliwa gazowego	\dot{Q}_{LHV}	534.8 MW	859.9 MW	856.9 MW	704.6 MW	534.8 MW
Sprawność elektryczna turbozespołu gazowego	η_{TG}	32.7%	40.3%	40.3%	37.8%	32.7%
Sprawność elektryczna bloku gazowo-parowego	η_{BGP}	52.7%	57.3%	58.0%	56.6%	53.7%
Ciśnienie kondensacji w wymienniku DWH1	p_{s14}	20.1 kPa	27.0 kPa	16.6 kPa	12.5 kPa	9.6 kPa
Ciśnienie kondensacji w wymienniku DWH2	p_{s11}	32.7 kPa	51.4 kPa	34.2 kPa	24.1 kPa	17.2 kPa
Natężenie przepływu wody do wymiennika DWH1	\dot{m}_{w7}	1900 kg/s	1900 kg/s	1900 kg/s	1900 kg/s	1900 kg/s
Temperatura wody do wymiennika DWH1	T_{w7}	45.0°C	45.0°C	34.5°C	31.7°C	29.9°C
Temperatura wody sieciowej na wyjściu	T_{w23}	72.0°C	84.1°C	72.9°C	64.2°C	56.3°C
Natężenie przepływu wody chłodzącej	\dot{m}_{c0}	5600 kg/s	5600 kg/s	5600 kg/s	5600 kg/s	5600 kg/s
Temperatura wody chłodzącej	T_{c0}	22°C	22°C	22°C	22°C	22°C
Temperatura wody pochłoniczej	T_{c1}	22°C	22°C	33°C	33°C	30.9°C

W trybie pracy ciepłowniczej osiągalne obciążenie bloku gazowo-parowego ograniczone jest z uwagi na aktywację BOT turbozespołu gazowego. Ubytek mocy elektrycznej wynosi 4.1 MW. W trybie pracy pseudokondensacyjnej maksymalne obciążenie bloku gazowo-

parowego ograniczone jest z uwagi na osiągnięcie maksymalnej temperatury wody pochłódniczej. Dopuszczalną temperaturę wody za wymiennikiem pseudokondensacji założono jako 33°C, poniżej wartości granicznej określonej zapisami środowiskowymi. Ubytek mocy elektrycznej wynosi w tym przypadku 97.9 MW. Linia ③ – ④ obrazuje możliwy zakres pracy bloku gazowo-parowego w trybie mieszanym z uwzględnieniem granicznej temperatury wody pochłódniczej. W punkcie ③ uzyskano maksymalne obciążenie bloku gazowo-parowego równe 497 MW i najlepszą sprawność elektryczną układu – 58.0%.

W szczególności w sezonie letnim widoczne są ograniczenia dla pracy w trybie pseudokondensacji uwarunkowane maksymalną temperaturą odprowadzanej wody pochłódniczej. Charakterystykę osiągalnego obciążenia bloku gazowo-parowego w funkcji natężenia przepływu i temperatury pobieranej wody chłódzącej przedstawiono na Rys. 8.10.



Rysunek 8.10: Osiągalne obciążenie bloku gazowo-parowego w funkcji natężenia przepływu i temperatury pobieranej wody chłódzącej.

9 Podsumowanie i wnioski

Przedstawiony w pracy analityczno-aproksymacyjny model matematyczny bloku gazowo-parowego w Elektrociepłowni Żerań zawiera modele cząstkowe kolejnych elementów układu technologicznego analizowanej jednostki, w szczególności: turbozespołu gazowego M701F5, trójprężnego kotła odzysknicowego CMI z układem przegrzewu wtórnego, turbozespołu parowego upustowo-ciepłowniczego DST-S10.

Czynnikami roboczymi zidentyfikowanymi w poszczególnych obiegach tworzących układ bloku gazowo-parowego są: powietrze atmosferyczne, gaz ziemny wysokometanowy, gazy spalinowe, woda i para wodna. Wśród najważniejszych parametrów, które zawarto w opracowanych bibliotekach własności termodynamicznych i transportowych, należy wskazać na: objętość właściwą i gęstość, ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu i przy stałej objętości oraz ich stosunek, entalpię i entropię właściwą, lepkość dynamiczną i przewodność cieplną. Przedstawiony zestaw zależności stanowi rozwinięcie modelu fizycznego gazu doskonałego i półdoskonałego do modelu fizycznego gazu rzeczywistego. Wśród równań stanu gazu uwzględniono równania: Redlicha-Kwonga, Soave-Redlicha-Kwonga, Penga-Robinsona i Lee-Keslera. Wszystkie zależności, w szczególności dla funkcji odchyłeń wskazujących na wpływ ciśnienia, uzyskano na drodze analitycznej. Ostatecznie w modelu obliczeniowym bloku gazowo-parowego wykorzystano równania modelowe:

- Redlicha-Kwonga dla powietrza atmosferycznego,
- Lee-Keslera dla gazu ziemnego wysokometanowego,
- Soave-Redlicha-Kwonga dla gazów spalinowych.

Model własności termodynamicznych i transportowych wody i pary wodnej zaimplementowano na podstawie podanych publikacji IAPWS.

W modelu matematycznym turbozespołu gazowego wykorzystano równania bilansowe masy i energii zdefiniowane dla poszczególnych części układu przepływowego: sprężarki osiowej, zespołu komór spalania i turbiny gazowej. Zbiór zależności analitycznych poszerzono o równania empiryczne, których współczynniki estymowano na podstawie dostępnych danych eksploatacyjnych. W modelu obliczeniowym uwzględniono również algorytmy zaimplementowane w systemach sterowania jednostki. Opracowany model turbozespołu gazowego M701F5 obejmuje modele cząstkowe:

- zespołu filtrów wlotowych i układu antyoblodzeniowego AIC,
- kierownicy wlotowej IGV,

- siedemnastostopniowej sprężarki osiowej i układu powietrza upustowego na potrzeby chłodzenia stopni turbinowych w części ekspansyjnej,
- chłodnicy powietrza chłodzącego TCA,
- układu przygotowania i podgrzewu paliwa gazowego,
- zespołu dwudziestu pierścieniowo-rurowych komór spalania typu DLN,
- czterostopniowej turbiny gazowej.

Rozkład parametrów termodynamicznych po stronie gazów spalinowych i w obiegu wodno-parowym kotła odzysknicowego wyznaczano na podstawie teoretyczno-empirycznego modelu wymiany ciepła w warunkach zmienionych. Zestaw równań modelowych obejmuje równania bilansowe energii oraz równanie Pécleta, w którym iloczyn współczynnika i powierzchni wymiany ciepła aproksymowano zależnością empiryczną uwzględniającą zmienne natężenia przepływu czynników roboczych oraz właściwości gazów spalinowych (ciepła właściwego przy stałej objętości, lepkości dynamicznej, przewodności cieplnej). Przedstawiony model matematyczny kotła odzysknicowego obejmuje modele cząstkowe:

- podgrzewaczy wody NP, SP, WP1, WP2, WP3, WP4,
- parowników NP, SP i WP,
- walczaków NP, SP i WP,
- przegrzewaczy pary NP, SP1, SP2, SP3, WP1, WP2,
- stacji schładzaczy międzystopniowych SP i WP,
- ekonomizera wody sieciowej,
- ekonomizera podgrzewu paliwa gazowego.

W modelu matematycznym turbozespołu parowego DST-S10 wyszczególniono sześć grup stopni turbinowych. Podział układu przepływowego przeprowadzono na podstawie zidentyfikowanych przekrojów bilansowych, w których dochodzi do zmiany natężenia przepływu czynnika roboczego. Osiągi poszczególnych grup stopni turbinowych wyznaczano na podstawie równania przelotności Stodoli-Flügela i zależności empirycznych określających przebieg sprawności wewnętrznej. Modele wymienników podturbinowego, ciepłowniczego i pseudokondensacji sporządzono w oparciu o teoretyczno-empiryczny model wymiany ciepła i charakterystyki efektywności wymiennika względem bezwymiarowej liczby jednostek wymiany ciepła. Zaprezentowany model matematyczny turbozespołu parowego upustowo-ciepłowniczego DST-S10 obejmuje w szczególności modele cząstkowe wyodrębnionych grup stopni turbinowych: WP, SP1, SP2, NP1, NP2, NP3 oraz układów powiązanych:

- stacji redukcyjno-schładzającej pary technologicznej,

- wymiennika podturbinowego,
- wymiennika ciepłowniczego,
- zbiornika kondensatu,
- układu pseudokondensacji.

Do najważniejszych rezultatów niniejszej pracy, które zrealizowano w toku konstrukcji modelu matematycznego bloku gazowo-parowego w Elektrociepłowni Żerań, należy zaliczyć opracowanie:

1. **W pełni analitycznego modelu matematycznego własności termodynamicznych i transportowych czynników roboczych** zidentyfikowanych w części gazowej układu. W modelu fizycznym gazu rzeczywistego wykorzystano równania stanu gazu wywodzące się z równania van der Waalsa i zasady stanów odpowiednich. Dla równań sześciennych przedstawiono zestaw zależności ogólnych, uwzględniających wpływ ciśnienia dla wybranych parametrów analizy ilościowej obiegów ciepło-przepływowych. Model matematyczny własności termodynamicznych i transportowych ma charakter uniwersalny i może zostać zastosowany w innych problemach obliczeniowych.
2. **Indywidualnych charakterystyk przepływowych i sprawnościowych sprężarki osiowej.** Wskazane charakterystyki opisano rodzinami funkcji liniowych i wielomianowych z wykorzystaniem zredukowanych parametrów pracy: sprężu, prędkości obrotowej, masowego natężenia przepływu, sprawności wewnętrznej. Uzyskane przebiegi linii pracy pozwoliły na wizualizację wpływu warunków otoczenia (przede wszystkim temperatury atmosferycznej) na osiągi sprężarki osiowej. Opracowane charakterystyki indywidualne mogą ulec dezaktualizacji wraz z postępującą degradacją stanu technicznego układu przepływowego. Obserwowane rozbieżności mogą tym samym stanowić wartościową informację w zakresie diagnostyki układu ciepło-przepływowego turbosespołu gazowego.
3. **Modelu linii ekspansji gazów spalinowych w układzie przepływowym turbiny gazowej.** Przedstawiony model łączy zalety dwóch głównych koncepcji literaturowych. Wieńce kierowniczy i wirujący każdego ze stopni turbinowych rozważano oddzielnie. Założono, że praca wykonywana przez czynnik roboczy ma charakter dyskretny i zachodzi jedynie w wieńcach wirujących. W modelu podano zależności określające straty ciśnienia i temperatury wynikające z przebiegu procesu mieszania gazów spalinowych i powietrza chłodzącego.

4. **Sposobu wyznaczania mocy teoretycznej i sprawności wewnętrznej stopni turbinowych z otwartymi układami chłodzenia.** Zaprezentowany model bazuje na trzech fundamentalnych zasadach zachowania: masy, pędu i energii całkowitej. Uzyskane wyniki są porównywalne z dwiema głównymi koncepcjami wyznaczania sprawności wewnętrznej stopni turbinowych chłodzonych, które są powszechnie wykorzystywane przez wiodących producentów turbozespołów gazowych.
5. **Empirycznych zależności określających stratę ciśnienia w kanale wylotowym turbozespołu gazowego i sprawność wewnętrzną części ekspansyjnej.** Wskazane równania modelowe pozwoliły w bardzo dobrym stopniu odwzorować parametry termodynamiczne gazów spalinowych na wylocie z turbiny gazowej.
6. **Algorytmów obliczeniowych BOT turbozespołu gazowego** pozwalających na zdefiniowanie obszaru obciążeń dopuszczalnych w funkcji warunków atmosferycznych.
7. **Teoretyczno-empirycznych modeli wymiany ciepła w warunkach zmienionych** wykorzystujących: średnią logarytmiczną różnicę temperatur w równaniu Pécleta, charakterystykę efektywności wymiennika w funkcji bezwymiarowej liczby jednostek wymiany ciepła. Iloczyn współczynnika i powierzchni wymiany ciepła aproksymowano zależnościami empirycznymi uwzględniającymi zmienne natężenia przepływu oraz parametry termodynamiczne i transportowe czynników roboczych.
8. **Modelu linii ekspansji w układzie przepływowym turbozespołu parowego upustowo-ciepłowniczego.** W modelu wykorzystano równanie przelotności Stodoli-Flügela i zależności empiryczne opisujące przebieg sprawności wewnętrznej wyodrębnionych grup stopni turbinowych.
9. **Modelu wyznaczania parametrów kondensacji w wymiennikach ciepłowniczych** zasilanych parą wylotową o różnych ciśnieniach. W modelu uwzględniono zmienne warunki pracy wymienników sieciowych: temperaturę i natężenie wody powrotnej w układzie sieci ciepłowniczej oraz rozdział strumieni pary kierowanej do dwóch części wylotowych turbozespołu parowego.

Model matematyczny bloku gazowo-parowego ma charakter modelu analityczno-empirycznego wykorzystującego zarówno zależności analityczne, jak i empiryczne. Obliczenia symulacyjne prowadzone z wykorzystaniem uzyskanego modelu charakteryzują się wysoką jakością predykcji parametrów wyjściowych i relatywnie krótkim czasem rozwiązywania. Zaletą wynikającą z estymacji współczynników równań empirycznych w oparciu o dostępne

dane pomiarowe jest możliwość bieżącego monitorowania stanu technicznego rzeczywistego obiektu.

Program komputerowy, stanowiący implementację modelu matematycznego, posiada budowę modułową i obejmuje biblioteki własności termodynamicznych i transportowych czynników roboczych oraz modele cząstkowe omówionych w pracy elementów tworzących układ technologiczny analizowanej jednostki. Architektura programu oraz wykorzystany język programowania *Python* umożliwiają aktualizację i adaptację poszczególnych modułów reprezentujących dane maszyny i urządzenia.

Poniżej przedłożono najważniejsze wnioski płynące z realizacji modelu matematycznego analizowanego bloku gazowo-parowego:

1. Konstrukcja modelu matematycznego danej struktury termodynamicznej wymaga wyodrębnienia problemu stanowiącego istotę rozpatrywanego zagadnienia, zdefiniowania celu, poziomu szczegółowości oraz identyfikacji zestawu zmiennych zależnych i niezależnych. Przebieg modelowania przyjmuje często cechy procesu iteracyjnego i wymaga rewizji przyjętych pierwotnie założeń. Modelowanie matematyczne układów gazowo-parowych jest zagadnieniem o charakterze interdyscyplinarnym.
2. Model własności termodynamicznych i transportowych czynnika roboczego wykorzystujący zależności w pełni analityczne, uzyskane na podstawie równań stanu gazu rzeczywistego, pozwala na znaczną redukcję kosztów obliczeniowych i poprawę generowanych wyników. Dokładność wybranych równań stanu gazu rzeczywistego zależy od obszaru zastosowania: czynników roboczych, zakresu ciśnienia i temperatury. W zagadnieniach obliczeniowych, które nie wymagają większej precyzji, satysfakcjonujące wyniki można uzyskać na podstawie modelu fizycznego gazu doskonałego i półdoskonałego.
3. Warunki otoczenia – przede wszystkim temperatura atmosferyczna – w znacznym stopniu determinują osiągi turbozespołu gazowego. Obliczenia poszczególnych części układu przepływowego (w szczególności sprężarki osiowej i turbiny gazowej) wymagają określenia indywidualnych charakterystyk przepływowych i sprawnościowych. Charakterystyki sprężarek osiowych konstruowane są najczęściej z wykorzystaniem zredukowanych parametrów pracy w oparciu o zbiór danych eksploatacyjnych lub poprzez dostosowanie charakterystyk ogólnych dostępnych w źródłach literaturowych. Charakterystyki przepływowe turbin gazowych mogą zostać opracowane na drodze analitycznej na podstawie równania przelotności Stodoli-Flügela. W zakresie charakterystyk sprawnościowych turbin gazowych zależności uogólnione praktycznie

nie występują, a ich przebiegi uzyskiwane są w oparciu o zależności empiryczne i zbiór danych eksploatacyjnych.

4. Linie pracy sprężarki osiowej, które wynikają bezpośrednio z przebiegu charakterystyk przepływowych i sprawnościowych, mogą zostać opisane z wykorzystaniem rodziny funkcji liniowych i wielomianowych. Charakterystykę przepływową turbiny gazowej można przekształcić do postaci uwzględniającej stratę ciśnienia za częścią ekspansyjną. Charakterystykę sprawnościową można przedstawić jako zależność empiryczną uwzględniającą parametry gazów spalinowych w przekroju wlotowym.
5. Model obliczeniowy turbozespołu gazowego wymaga odwzorowania algorytmów zaimplementowanych w sterowniku nadrzędnym (w szczególności BOT). Pozwala to na ograniczenie zbioru uzyskiwanych rozwiązań zgodnie z uwarunkowaniami technologicznymi rzeczywistej jednostki.
6. Model wymiany ciepła dla powierzchni ogrzewalnych w układzie kotła odzysknicowego można uzyskać na drodze analityczno-empirycznej. Zestaw zależności modelowych wynika z równań wymiany ciepła w stanie ustalonym (dla strony gazów spalinowych i obiegu wodno-parowego) oraz funkcji empirycznej opisującej iloczyn współczynnika i powierzchni wymiany ciepła w zależności od zmiennych natężeń przepływu czynników roboczych, własności termodynamicznych i transportowych gazów spalinowych.
7. Fundamentalnym zagadnieniem w zakresie modelowania matematycznego turbozespołu parowego jest wyznaczenie przebiegu linii rozprężania w układzie przepływowym. Przedstawione postaci równania przelotności Stodoli-Flügela w bardzo dobrym stopniu opisują osiągi grup stopni turbinowych w części wysoko- i średnioprężnej. Zauważalny spadek jakości predykcji zaobserwowano dla grup stopni turbinowych w części niskoprężnej, szczególnie części wylotowych skierowanych do wymienników sieciowych. Podane grupy stopni składają się z trzech (NP1, NP3) i dwóch (NP2) stopni turbinowych typu akcyjnego. Sprawność wewnętrzna, wyznaczona jako sprawność izentropowa procesu rozprężania pary wodnej, dla grup stopni turbinowych w części wysoko- i średnioprężnej zmienia się w relatywnie niewielkim zakresie. Największą zmiennością charakteryzują się grupy stopni turbinowych w częściach wylotowych do wymienników podturbinowego i ciepłowniczego.

Szczególnym wynikiem niniejszej pracy jest zrealizowanie zagadnienia istotnego dla praktyki przemysłowej. Program komputerowy zaimplementowany na podstawie opracowanego modelu matematycznego jest w trakcie wdrażania w PGNiG TERMIKA SA. Aplikacja zgodnie z przyjętym celem będzie wykorzystana jako narzędzie wspomagające

planowanie pracy bloku gazowo-parowego w perspektywie krótko- i długookresowej, co jest zadaniem priorytetowym z uwagi na dynamicznie zmieniającą się sytuację ekonomiczną. Program komputerowy pozwala na badanie właściwości nowego obiektu w funkcji zmieniających się warunków otoczenia i powiązań technologicznych z częścią kolektorową zakładu zerańskiego. Opracowane narzędzie umożliwia porównywanie osiągnięć bloku energetycznego w zależności od konfiguracji pracy układu wody sieciowej (tryb ciepłowniczy, pseudokondensacji i mieszany) oraz układu zasilania pary technologicznej dla odbiorców zewnętrznych. Ważnym aspektem wykorzystania modelu jest możliwość wyznaczania maksymalnego obciążenia bloku gazowo-parowego w funkcji temperatury i dostępności wody chłodzącej oraz aktywacji BOT turbozespołu gazowego. Program obliczeniowy powinien znaleźć zastosowanie nie tylko w obszarach działalności Spółki, które związane są z koordynacją i prognozowaniem możliwości produkcyjnych energii elektrycznej i ciepła, ale także planowaniem zakupów paliwa i uprawnień do emisji dwutlenku węgla. Wizualizacja parametrów termodynamicznych czynnika roboczego w punktach charakterystycznych pozwala na bieżącą ocenę stanu technicznego maszyn i urządzeń. Pogłębiające się rozbieżności pomiędzy rzeczywistymi danymi pomiarowymi i wynikami generowanymi w modelu obliczeniowym powinny stanowić cenną informację dla diagnostyki układów ciepłno-przepływowych. W tym zakresie oprogramowanie może wspomagać ujawnianie usterek eksploatacyjnych oraz podejmowanie decyzji związanych z planowaniem działań remontowych i modernizacyjnych. W aplikacji wyznaczone są również niemierzone i niemierzalne parametry eksploatacyjne bloku. Program komputerowy, z uwagi na swoją funkcjonalność, powinien znaleźć szerokie zastosowanie w pracy personelu operatorskiego bloku gazowo-parowego.

W przyszłości planowana jest ponowna weryfikacja wyników generowanych w modelu obliczeniowym, z uwzględnieniem zbioru danych pomiarowych obejmujących kolejny rok eksploatacji jednostki. Opracowany model matematyczny zostanie rozbudowany o pozostałe układy pomocnicze bloku gazowo-parowego (np. układ podgrzewu wody surowej, układ uzupełnienia sieci ciepłowniczej). Konsekwentna optymalizacja architektury i algorytmów programu komputerowego powinna skutkować dalszą redukcją kosztów obliczeniowych. W przyszłości podjęte zostaną również starania, by opracowaną metodykę tworzenia modeli matematycznych wykorzystać dla planowanej inwestycji w blok gazowo-parowy w Elektrociepłowni Siekierki.

Literatura

- [1] Adumene S., Lebele-Alawa T., *Performance Optimization of Dual Pressure Heat Recovery Steam Generator (HRSG) in the Tropical Rainforest*, Engineering, Vol. 7 (6), pp. 347-364, 2015
- [2] Ahmed A., Esmail K., Irfan M., Al.-Mufadi F., *Design methodology of heat recovery steam generator in electric utility for waste heat recovery*, International Journal of Low-Carbon Technologies, Vol. 13 (4), pp. 369-379, 2018
- [3] Ai T., Masada J., Ito E., *Development of the High Efficiency and Flexible Gas Turbine M701F5 by Applying "J" Class Gas Turbine Technologies*, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 51 (1), pp. 1-9, 2014
- [4] Alus M., Petrovic M., *Optimization of the triple-pressure combined cycle power plant*, Thermal Science, Vol. 16 (3), pp. 901-914, 2012
- [5] Antas S., *Metoda obliczeń parametrów stopnia turbiny chłodzonej w projekcie koncepcyjnym zespołu*, Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej. Mechanika, z. 94, str. 5-22, 2022
- [6] Assato M., Barbosa R., Silva L., Ferreira S., *Off Design Modeling and Simulation of the HRSG Components in Combined Cycle Power Plants*, 12th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, November 10-14, 2008, Belo Horizonte, Brazil
- [7] Ba W., Wang X., Li X., Ren X., Gu C., *Definition and Comparison of Mixed Expansion Efficiency for Cooled Turbine*, Applied Thermal Engineering, Vol. 141, pp. 298-304, 2018
- [8] Badyda K., *Charakterystyki złożonych układów z turbinami gazowymi*, Rynek Energii, Nr 6, str. 80-86, 2010
- [9] Badyda K., *Mathematical model for digital simulation of steam turbine set dynamics and on-line turbine load distribution*, Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery, Vol. 126, pp. 65-82, 2014
- [10] Badyda K., *Trendy, uwarunkowania i perspektywy budowy nowych bloków gazowo-parowych w Polsce*, Rynek Energii, Nr 5, str. 26-33, 2013
- [11] Badyda K., *Zagadnienia modelowania matematycznego instalacji energetycznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2001
- [12] Badyda K., Miller A., *Energetyczne turbiny gazowe oraz układy z ich wykorzystaniem*, Wydawnictwo Kaprint, Lublin, 2014
- [13] Bartela Ł., Kotowicz J., *Analysis of operation of the gas turbine in a poligeneration combined cycle*, Archives of Thermodynamics, Vol. 34 (4), pp. 137-159, 2013
- [14] Bartnik R., *Elektrownie i elektrociepłownie gazowo-parowe: efektywność energetyczna i ekonomiczna*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, 2017

- [15] Behbahaninia A., Bahrapoury R., Shadaram A., Farshad A., *Exergetic Optimization of Desining Parameters for Heat Recovery Steam Generators Through Direct Search Method*, Journal of Mechanical Research and Application, Vol. 2 (1), pp. 1-10, 2010
- [16] Behbahaninia A., Sayadi S., Soleymani S., *Thermoeconomic optimization of the pinch point and gas-side velocity in heat recovery steam generators*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 224 (6), 2010
- [17] Bolland O., Stadaas J., *Comparative Evaluation of Combined Cycles and Gas Turbine Systems With Water Injection, Steam Injection, and Recuperation*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 117 (1), pp. 138-145, 1995
- [18] Boyce M., *Gas Turbine Engineering Handbook*, Butterworth-Heinemann, Houston, 2011
- [19] British Electricity International, *Turbines, generators and associated plant. Third edition*, Pergamon Press, Oxford, 1991
- [20] Cenusa V., Badea A., Feidt M., Benelmir R., *Exergetic Optimization of the Heat Recovery Steam Generators by Imposing the Total Heat Transfer Area*, International Journal of Thermodynamics, Vol. 7 (3), pp. 149-156, 2004
- [21] Cerri G., *Parametric Analysis of Combined Gas-Steam Cycles*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 109 (1), pp. 46-54, 1987
- [22] Chaibakhsh A., Ghaffari A., *A nonlinear steam turbine model for simulation and state monitoring*, Proceedings of the Fourth IASTED International Conference Power and Energy Systems, April 2-4, 2008, Langkawi, Malaysia
- [23] Chaibakhsh A., Ghaffari A., *Steam turbine model*, Simulation Modelling Practice and Theory, Vol. 16, pp. 1145-1162, 2008
- [24] Chhabra R., *CRC Handbook of Thermal Engineering*, CRC Press, Boca Raton, 2018
- [25] Chmielniak T., *Technologie energetyczne*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, 2021
- [26] Chmielniak T., *Zagadnienia ciepłych maszyn przepływowych : czynniki robocze, obiegi parowe i gazowe*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 1982
- [27] Chmielniak T., Kosman W., *Expansion Line Modeling and Strength Diagnostics of Internally Cooled Gas Turbines*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2004 Power of Land, Sea, and Air, June 14-17, 2004, Vienna, Austria
- [28] Chmielniak T., Lepczy S., Czaja D., *Instalacje turbiny gazowej w energetyce i przemyśle*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2015
- [29] Chmielniak T., Łukowicz H., *Wpływ ciśnienia w skraplaczu na pracę ostatniego stopnia części niskoprężnej turbiny*, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Seria: ENERGETYKA z. 127, str. 103-118, 1996

- [30] Chmielniak T., Rusin A., Czwiertnia K., *Turbiny gazowe*, Zakład Narodowy im. Ossolińskich - Wydawnictwo, Wrocław, 2001
- [31] Cholewa R., *Analiza efektów pracy bloku energetycznego z parametrami poślizgowymi*, Energetyka, Nr 9, str. 335-340, 2012
- [32] De Paepe M., Dick E., *Cycle improvements to steam injected gas turbines*, International Journal of Energy Research, Vol. 24 (12), pp.1081-1107, 2000
- [33] Dechamps P., Pirard N., Mathieu P., *Part-Load Operation of Combined Cycle Plants With and Without Supplementary Firing*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 117 (3), pp. 475-483, 1995
- [34] Derbal C., Haouam A., *Effects of operating conditions and steam injection on gas turbine performance*, Conference on Industrial Engineering and Sustainable Development, May 27-28, 2023, Relizane, Algeria
- [35] Dettori S., Colla V., Salerno G., Signorini A., *Steam Turbine Models for Monitoring Purposes*, Energy Procedia, Vol. 105, pp. 524-529, 2017
- [36] Dokumentacja biblioteki SciPy, <https://docs.scipy.org/doc/scipy/index.html>, dostęp: 01.09.2023
- [37] Dokumentacja techniczno-ruchowa kotła odzysknicowego CMI w Elektrociepłowni Żerań
- [38] Dokumentacja techniczno-ruchowa turbozespołu gazowego Mitsubishi Hitachi Power Systems M701F5 w Elektrociepłowni Żerań
- [39] Dokumentacja techniczno-ruchowa turbozespołu parowego Doosan Škoda Power DST-S10 w Elektrociepłowni Żerań
- [40] Duarte R., Ferreira S., Barbosa R., *Simulation of a Heat Recovery Steam Generator Operating in a Combined Cycle Plant*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, June 3-7, 2013, San Antonio, Texas, USA
- [41] Dumont M., Heyen G., *Mathematical modelling and design of an advanced once-through heat recovery steam generator*, Computers & Chemical Engineering, Vol. 28 (5), pp. 651-660, 2004
- [42] Dumont M., Heyen G., *Row by row simulation of heat recovery steam generators: comparing different types of initialization as well as the LMTD and ε -NTU simulation methods*, 17th European Symposium on Computer Aided Process Engineering - ESCAPE17, May 27-30, 2007, Bucharest, Romania
- [43] Ebaid M., Al-Hamdan Q., *Thermodynamic Analysis of Different Configurations of Combined Cycle Power Plant*, Mechanical Engineering Research, Vol. 5 (2), pp. 89-113, 2015
- [44] Effiom S., Abam F., Ohanukin O., *Performance modeling of industrial gas turbines with inlet air filtration system*, Case Studies in Thermal Engineering, Vol. 5, pp. 160-167, 2015

- [45] El-Masri M., *On Thermodynamics of Gas-Turbine Cycles: Part 2—A Model for Expansion in Cooled Turbines*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108 (1), pp. 151-159, 1986
- [46] Ezgi C., *Basic Design Methods of Heat Exchanger*, Heat Exchangers - Design, Experiment and Simulation, InTech, 2017
- [47] Facchini B., Stecco S., *Cooled expansion in gas turbines: a comparison of analysis methods*, Energy Conversion & Management 40 (11), pp. 1207-1224, 1999
- [48] Feng H., Zhong W., Wu Y., Tong S., *The Effects of Parameters on HRSG Thermodynamic Performance*, Advanced Material Research, Vol. 774-776, pp. 383-392, 2013
- [49] GateCycle, Version 6.1.4.0, General Electric Company
- [50] Ghaffari A., Ahmadi R., Eyvazkhani M., *Modeling and optimization of finless and finned tube heat recovery steam generators for cogeneration plants*, Engineering Reports, Vol. 2 (11), pp. 1-22, 2020
- [51] Giampaolo A., *Gas Turbine Handbook. Principles and Practices*, The Fairmont Press/CRC Press, Lilburn, 2006
- [52] Gülen S., *Gas Turbine Combined Cycle Power Plants*, CRC Press, Boca Raton, 2020
- [53] Han J., Dutta S., Ekkad S., *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology*, CRC Press, Boca Raton, 2013
- [54] Hartsel J., *Prediction of effects of mass-transfer cooling on the blade-row efficiency of turbine airfoils*, AIAA 10th Aerospace Sciences Meeting, Hanuary 17-19, 1972, San Diego, California, USA
- [55] Harutyunyan A., Badyda K., Wołowicz M., *Analyzing of thermodynamic parameters of 300 MW power plant in four different methods of repowering using GateCycle software*, Rynek Energii, Tom 5, str. 87-97, 2017
- [56] Horlock J., *Advanced Gas Turbine Cycles*, Pergamon, Kidlington, 2013
- [57] Horlock J., Torbidoni L., *Calculations of Cooled Turbine Efficiency*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 130 (1), pp. 1-5, 2008
- [58] Horlock J., Watson D., Jones T., *Limitations on Gas Turbine Performance Imposed by Large Turbine Cooling Flows*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 123 (3), pp. 487-494, 2001
- [59] Hu Y., Liu J., Zeng D., Wang W., Li Y., *The Optimal Steam Pressure of Thermal Power Plant in a Given Load*, Energy and Power Engineering, Vol. 5 (4B), pp. 278-282, 2013

- [60] Huber M., Perkins R., Friend D., Sengers J., Assael M., Metaxa N., Miyagawa K., Hellmann R., Vogel E., *New International Formulation for the Thermal Conductivity of H₂O*, Journal of Physical and Chemical Reference Data, Vol. 41 (3), pp. 1-23, 2012
- [61] Huber M., Perkins R., Laesecke A., Friend D., Sengers J., Assael M., Metaxa N., Vogel E., Mares R., Miyagawa K., *New International Formulation for the Viscosity of H₂O*, Journal of Physical and Chemical Reference Data, Vol. 23, pp. 101-125, 2009
- [62] Inoue K., Miyamoto K., Domen S., Tamura I., Kwakami T., Tanimura S., *Development of Hydrogen and Natural Gas Co-firing Gas Turbine*, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 55 (2), pp. 1-6, 2018
- [63] Jamróz M., Piwowarski M., Ziemiański P., Pawlak G., *Technical and Economic Analysis of the Supercritical Combined Gas-Steam Cycle*, Energies, Vol. 14 (11), pp. 1-21, 2021
- [64] Jankowski Z., Kurpisz Ł., Laskowski L., Łajkowski J., Miller A., Sikora W., Portacha J., Zgorzelski M., *Model matematyczny pracy turbozespołu parowego w zmiennych warunkach - na przykładzie bloku 200 MW*, Biuletyn Informacyjny Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej, Nr 23, 1972
- [65] Jordal K., *Gas Turbine Cooling Modeling - Thermodynamic Analysis and Cycle Simulations*, praca dyplomowa, Lunds Tekniska Högskola, 1999
- [66] Jordal K., Torbidoni L., Massardo A., *Convective Blade Cooling Modelling for the Analysis of Innovative Gas Turbine Cycles*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2001 Power of Land, Sea, and Air, June 4-7, 2001, New Orleans, Louisiana, USA
- [67] Kaczmarek A., *Analiza uwarunkowań rozwoju elektrowni i elektrociepłowni gazowych i gazowo-parowych*, Energetyka, Nr 6, str. 353-365, 2010
- [68] Kadoya K., Matsunaga N., Nagashima A., *Viscosity and Thermal Conductivity of Dry Air in the Gaseous Phase*, Journal of Physical and Chemical Reference Data, Vol. 14, pp. 947-970, 1985
- [69] Kaikko J., *Performance prediction of gas turbines by solving a system of non-linear equations*, praca doktorska, Lappeenranta University of Technology, 1998
- [70] Kehlhofer R., Rukes B., Hennemann F., Stirnimann F., *Combined-Cycle Gas and Steam Turbine Power Plants*, PennWell, Tulsa, 2009
- [71] Kotowicz J., *Analiza efektywności wybranych układów z turbiną gazową*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2003
- [72] Kotowicz J., *Elektrownie gazowo-parowe*, Wydawnictwo Kaprint, Lublin, 2008
- [73] Kotowicz J., *Stan i perspektywy rozwoju układów gazowo-parowych*, Archiwum Energetyki, Tom 42 (1), str. 23-38, 2012

- [74] Kotowicz J., Chmielniak T., *Badanie wpływu struktury elektrowni gazowo-parowych na charakterystyki sprawności*, Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie, Nr 10 (82), 2006
- [75] Kotowicz J., Łukowicz H., Bartela Ł., Michalski S., *Validation of a program for supercritical power plant calculations*, Archives of Thermodynamics, Vol. 32 (4), pp. 81-89, 2011
- [76] Kowalczyk B., Kowalczyk C., Rolf R., Badyda K., *Model of an ANSALDO V94.2 gas turbine from Lublin Wrotków Combined Heat and Power Plant using GateCycleTM software*, Journal of Power Technologies, Vol. 94 (3), pp. 190-195, 2014
- [77] Kowalczyk C., Rolf R., Kowalczyk B., Badyda K., *Mathematical modelling of Combined Heat and Power Plan using GateCycleTM software*, Journal of Power Technologies, Vol. 95 (3), pp. 183-191, 2015
- [78] Kryłłowicz W., *Turbiny parowe*, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź, 2020
- [79] Kulkowski K., Kobylarz A., Grochowski M., Duzinkiewicz K., *Dynamic model of nuclear power plant steam turbine*, Archives of Control Sciences, Vol. 25 (1), pp. 65-86, 2015
- [80] Kumar R., Raju D., *Off Design Performance Analysis of a Triple Pressure Reheat Heat Recovery Steam Generator*, International Journal of Engineering Research, Vol. 1 (5), pp. 1-10, 2012
- [81] Kumar R., Singh O., *Computer simulation and optimization of heat recovery steam generator (HRSG)*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2003 Power of Land, Sea, and Air, June 16-19, 2003, Atlanta, Georgia, USA
- [82] Kurzke J., *Performance Modeling Methodology: Efficiency Definitions for Cooled Single and Multistage Turbines*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air, June 3-6, 2002, Amsterdam, Netherlands
- [83] Kwon H., Kim T., Kang D., Sohn J., *Analysis of combined cycle power generation system performance improvement by changing gas turbine design variables through pre-cooling of cooling air*, The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 19 (5), pp. 61-67, 2016
- [84] Kwon I., Kang D., Kang S., Kim T., *Effect of pre-cooling of cooling air on gas turbine combined cycle power generation performance*, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol. 36 (2), pp. 171-179, 2012
- [85] Laskowski R., *A mathematical model of a steam condenser in off-design operation*, Journal of Power Technologies, Vol. 92 (2), pp. 101-108, 2012
- [86] Laskowski R., *Relations for steam power plant condenser performance in off-design conditions in the function of inlet parameters and those relevant in reference conditions*, Applied Thermal Engineering, Vol. 103, pp. 528-536, 2016

- [87] Laskowski R., *The concept of a new approximate relation for exchanger heat transfer effectiveness for a cross-flow heat exchanger with unmixed fluids*, Journal of Power Engineering, Vol. 91 (2), pp. 93-101, 2011
- [88] Laskowski R., Lewandowski J., *Simplified and approximated relations of heat transfer effectiveness for a steam condenser*, Journal of Power Technologies, Vol. 94 (2), pp. 258-265, 2012
- [89] Laskowski R., Smyk A., *The performance of a water-water shell-and-tube heat exchanger in off-design conditions with consideration of reference parameters*, Rynek Energii, Nr 6, str. 112-118, 2015
- [90] Laskowski R., Smyk A., Lewandowski J., *A simplified approach to determining thermodynamic parameters and performance of a single-shaft gas turbine engine in off-design conditions*, Rynek Energii, Tom 3, str. 115-125, 2015
- [91] Laskowski R., Smyk A., Ruciński A., Szymczyk J., *Determining steam condensation pressure in a power plant condenser in off-design conditions*, Archives of Thermodynamics, Vol. 42 (3), pp. 45-62, 2021
- [92] Laskowski R., Smyk A., Rusowicz A., Grzebielec A., *A useful formulas to describe the performance of a steam condenser in off-design conditions*, Energy, Vol. 204 (12), 2020
- [93] Lee B., Kesler M., *A generalized thermodynamic correlation based on three-parameter corresponding states*, Journal of American Institute of Chemical Engineers, Vol. 21, pp.510-527, 1975
- [94] Lefebvre A., Ballal D., *Gas Turbine Combustion*, CRC Press, Boca Raton, 2010
- [95] Lemmon E., Jacobsen R., Penoncello S., Friend D., *Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon, and Oxygen From 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa*, Journal of Physical and Chemical Reference Data, Vol. 29, pp. 331-385, 2000
- [96] Lewandowski J., *Zagadnienia identyfikacji turbin parowych*, Prace Naukowe - Politechnika Warszawska. Mechanika z. 125, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 1990
- [97] Lewandowski J., Miller A., *Obliczenia stopnia regulacyjnego i grupy stopni nieregulowanych turbiny parowej w zmiennych warunkach pracy*, Biuletyn Informacyjny Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej, Nr 53, 1979
- [98] Liszka M., Manfrida G., Ziebig A., *Parametric study of HRSG in case of repowered industrial CHP plant*, Energy Conversion and Management, Vol. 44 (7), pp. 995-1012, 2003
- [99] Litke B., *Właściwości gazów doskonałych i półdoskonałych*, Problemy Nauk Stosowanych, Tom 4, str. 95-106, 2016
- [100] Liu J., Yan S., Zeng D., *A New Measurement Model for Main Steam Flow of Power Plants*, Procedia Environmental Sciences, Vol. 11 (A), pp. 18-24, 2011

- [101] Liu Z., Karimi I., *Simulating combined cycle gas turbine power plants in Aspen HYSYS*, Energy Conversion and Management, Vol. 171, pp. 1213-1225, 2018
- [102] Liu Z., Karimi I., *Simulation and Optimization of a Combined Cycle Gas Turbine Power Plant for Part-Load Operation*, Chemical Engineering Research and Design, Vol. 131, pp. 29-40, 2017
- [103] Lorys S., Orkisz M., *Neural network approach to compressor modelling with surge margin consideration*, Archives of Thermodynamics, Vol. 43 (1), pp. 89-108, 2022
- [104] Łaciak M., Gniewek-Grzybczyk B., Siuciak M., Grela I., *Energetyka gazowa*, Tarbonus, Kraków-Tarnobrzeg, 2011
- [105] Łukowicz H., *Zadania analizy w obliczeniach przepływowych turbin parowych w zastosowaniu dla diagnostyki i projektowania*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2005
- [106] Masada J., Yuri M., Ai T., Takata K., Iwasaki T., *Technology Application to MHPS Large Frame F series Gas Turbine*, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 55 (1), pp. 11-18, 2018
- [107] Masci R., Sciubba E., *A Gas Turbine Cooled-Stage Expansion Model for the Simulation of Blade Cooling Effects on Cycle Performance*, International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power, Vol. 4 (4), pp. 1-13, 2019
- [108] Mikielwicz J., *Zasady formułowania modeli matematycznych zjawisk cieplno-przepływowych*, Journal of Power Technologies, Vol. 84, 1996
- [109] Miller A., *Teoria maszyn wirnikowych. Zagadnienia wybrane*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2014
- [110] Miller A., Lewandowski J., Trzcńska Z., Abed K., *Generalized Performance Characteristics Of Turbine Stage Groups An Attempt To Supplement The Flugel's-Stodola's Law*, The Archive of Mechanical Engineering, Vol. 47 (1), 2000
- [111] Mitsubishi Hitachi Industries, *Gas turbine blade*, European Patent Office - EP 0955449 A1, 1998
- [112] Mohammed M., Petrovic M., *Thermoeconomic optimization of triple pressure heat recovery steam generator operating parameters for combined cycle power plants*, Thermal Science, Vol. 19 (2), pp. 447-460, 2015
- [113] Naidu R., Fuls W., *The off-design modelling of combined cycle power plant*, MATEC Web of Conferences, Vol. 347 (2), pp. 1-13, 2021
- [114] Navarro H., Cabezas-Gomez L., *Effectiveness-NTU computation with a mathematical model for cross-flow heat exchangers*, Brazilian Journal of Chemical Engineering, Vol. 24 (4), pp. 509-521, 2007
- [115] Nishimura Y., Sugawara T., Tada K., Masada J., Ai T., Iwasaki T., *Application of the latest gas turbine technologies and verification results*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 13-17, 2016, Seoul, South Korea

- [116] Pawlik M., Strzelczyk F., *Elektrownie*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, 2016
- [117] Peng D., Robinson D., *A New Two-Constant Equation of State*, Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals, Vol. 15 (1), pp. 59-64, 2976
- [118] Perycz S., *Turbiny parowe i gazowe*, Zakład Narodowy im. Ossolińskich - Wydawnictwo, Wrocław, 1992
- [119] Plis M., *Modelowanie matematyczne obiegu gazowo-parowego na potrzeby diagnostyki cieplnej eksploatacji*, praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice, 2017
- [120] Plis M., Rusinowski H., *A mathematical model of an existing gas-steam combined heat and power plant for thermal diagnostic systems*, Energy, Vol. 145, pp. 606-619, 2018
- [121] Plis M., Rusinowski H., *Adaptive Simulation Model of a Double-Pressure Heat Recovery Steam Generator for Current Optimization in Control Systems*, IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 53 (1), pp. 530-537, 2017
- [122] Plis M., Rusinowski H., *Mathematical modeling of an axial compressor in a gas turbine cycle*, Journal of Power Technologies, Vol. 96 (3), pp. 194-199, 2016
- [123] Plis M., Rusinowski H., *Mathematical modelling of single pressure heat recovery steam generator*, Proceedings of the 2015 16th International Carpathian Control Conference (ICCC), pp. 399-404, May 27-30, 2015, Szilvasvarad, Hungary
- [124] Plis M., Rusinowski H., *Modelling and simulation of the effect of ambient parameters on the performance of a combined cycle gas turbine power plant*, 17th International Carpathian Control Conference (ICCC), May 29 - June 1, 2016, Tatranská Lomnica, Slovakia
- [125] Plis M., Rusinowski H., *Predictive, adaptive model of PG 9171E gas turbine unit including control algorithms*, Energy, Vol. 126, pp. 247-255, 2017
- [126] Poling B., Prausnitz J., O'Connell J., *The properties of gases and liquids*, McGraw-Hill, Boston, 2007
- [127] Portacha J., *Układy cieplne elektrowni i elektrociepłowni konwencjonalnych jądrowych i odnawialnych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2016
- [128] Rauch M., Galovic A., Virag Z., *Optimization of combined Brayton-Rankine cycle with respect to the total thermal efficiency*, Transactions of FAMENA, Vol. 40 (1), pp. 1-10, 2016
- [129] Redlich O., Kwong J., *On the Thermodynamics of Solutions. V. An Equation of State. Fugacities of Gaseous Solutions*, Chemical Reviews, Vol. 44 (1), pp. 233-244, 1949
- [130] Rezaie A., Tsatsoronis G., Hellwig U., *Thermal design and optimization of a heat recovery steam generator in a combined-cycle power plant by applying a genetic algorithm*, Energy, Vol. 168, pp. 346-357, 2019

- [131] Rovira A., Valdes M., Duran M., *A model to predict the behaviour at part load operation of once-through heat recovery steam generators working with water at supercritical pressure*, Applied Thermal Engineering, Vol. 30 (11), pp. 1652-1658, 2010
- [132] Rusinowski H., Plis M., *Mathematical modelling of thermal processes by the use of regression and neural models*, Archives of Thermodynamics, Vol. 39 (3), pp. 111-127, 2018
- [133] Rusinowski H., Szapajko G., *Energy evaluation of steam-water cycle operation with mathematical modelling application*, Archives of Thermodynamics, Vol. 32 (4), pp. 101-117, 2011
- [134] Rusinowski H., Szapajko G., *Ocena energetyczna eksploatacji bloku ciepłowniczego z turbiną upustowo-kondensacyjną*, Rynek Energii, Nr 6, str. 103-110, 2009
- [135] Rusinowski H., Szapajko G., Stanek W., *Hybrid model of the conventional power unit*, Mechanics, Vol. 27 (3), pp. 120-130, 2008
- [136] Sado J., *Jednowymiarowy przepływ gazu rzeczywistego*, Biuletyn Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej, Nr 86, 1999
- [137] Sanaye S., Darvishi M., *Thermodynamic Modeling of Gas Turbine Blade Cooling*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2007 Power of Land, Sea, and Air, May 14–17, 2007, Montreal, Canada
- [138] Sanaye S., Ghaffari A., *Modeling, multi-objective optimization and comparison of fire and water tube heat recovery steam generators for gas engine cogeneration plants*, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, Vol. 144 (5), pp. 1-23, 2021
- [139] Saravanamuttoo H., Rogers G., Cohen H., Straznicki P., *Gas Turbine Theory*, Pearson Education Limited, Dorchester, 2009
- [140] Self S., Rosen M., Reddy B., *Effects of Oxy-Fuel Combustion on Performance of Heat Recovery Steam Generators*, European Journal of Sustainable Development Research, Vol. 2 (2), pp. 1-11, 2018
- [141] Singh K., Sood N., *Viscosity and thermal conductivity of gas mixtures*, Indian Journal of Pure & Applied Physics, Vol. 41, pp. 121-127, 2003
- [142] Soave G., *Equilibrium constants from a modified Redlich–Kwong equation of state*, Chemical Engineering Science, Vol. 27, pp.1197-1203, 1972
- [143] Spencer R., Cotton K., Cannon C., *A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine-Generators 16,500 kW and Larger*, Journal of Engineering for Power, Vol. 85 (4), pp. 249-298, 1963
- [144] Srinivas T., Gupta A., Reddy B., *Thermodynamic Simulation of A Combined Cycle Power Plant At Part-Load Operation*, Cogeneration & Distributed Generation Journal, Vol. 23 (4), pp. 50-63, 2009
- [145] Staniszewski B., *Termodynamika*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa, 1982

- [146] Strona internetowa Energetyka24, <https://energetyka24.com/gaz/pgnig-termika-zakonczyla-kuczowe-inwestycje-gazowe-w-ec-zeran>, dostęp: 01.09.2023
- [147] Strona internetowa Inwestycje Energetyczne, <https://inwestycjeenergetyczne.itc.pw.edu.pl/>, dostęp: 01.09.2023
- [148] Strona internetowa języka Python, <https://www.python.org/>, dostęp: 01.09.2023
- [149] Strona internetowa PGNiG TERMIKA SA, <https://termika.pgnig.pl/>, dostęp: 01.09.2023
- [150] Strona internetowa Veolia Energia Warszawa, <https://www.energiadlawarszawy.pl/>, dostęp: 01.09.2023
- [151] Svehla R., *Transport Coefficients for the NASA Lewis Chemical Equilibrium Program*, NASA Technical Memorandum 4647, 1995
- [152] Szapajko G., Rusinowski H., *Mathematical modelling of steam-water cycle with auxiliary empirical functions application*, Archives of Thermodynamics, Vol. 31 (3), pp. 165-183, 2010
- [153] Szapajko G., Rusinowski H., *Theoretical-empirical model of the steam-water cycle of the power unit*, Acta Montanistica Slovaca, Vol. 15 (1), pp. 24-27, 2010
- [154] Szapajko G., Rusinowski H., Milejski A., *Mathematical model of the steam-water cycle for CHP unit with bleed-condensing turbine*, Proceedings of the 13th International Carpathian Control Conference (ICCC), May 28-31, 2012, High Tatras, Slovakia
- [155] Szargut J., *Termodynamika techniczna*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2013
- [156] Taler D., *Experimental determination of correlations for mean heat transfer coefficients in plate fin and tube heat exchangers*, Archives of Thermodynamics, Vol. 33 (3), pp. 3-26, 2012
- [157] Taler D., *Numerical Modelling and Experimental Testing of Heat Exchangers*, Studies in Systems, Decision and Control, Vol. 161, Springer International Publishing, Berlin-Heidelberg, 2019
- [158] Tanuma T., *Advances in steam turbines for modern power plants. Second edition*, Woodhead Publishing, Amsterdam, 2022
- [159] The International Association for the Properties of Water and Steam, *Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*, Lucerne, Switzerland, 2007
- [160] The International Association for the Properties of Water and Steam, *Revised Supplementary Release on Backward Equations for Pressure as a Function of Enthalpy and Entropy $p(h,s)$ for Regions 1 and 2 of the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*, Moscow, Russia, 2014
- [161] The International Association for the Properties of Water and Steam, *Revised Supplementary Release on Backward Equations for Specific Volume as a Function of Pressure and Temperature*

- $v(p,T)$ for Region 3 of the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam, Moscow, Russia, 2014
- [162] The International Association for the Properties of Water and Steam, *Revised Supplementary Release on Backward Equations for the Functions $T(p,h)$, $v(p,h)$ and $T(p,s)$, $v(p,s)$ for Region 3 of the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*, Moscow, Russia, 2014
- [163] The International Association for the Properties of Water and Steam, *Revised Supplementary Release on Backward Equations $p(h,s)$ for Region 3, Equations as a Function of h and s for the Region Boundaries, and an Equation $T_{sat}(h,s)$ for Region 4 of the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*, Moscow, Russia, 2014
- [164] Thorbergsson E., Järpner C., Movaghar A., Grönstedt T., *An assessment of cooled air cooling for combined cycle gas turbines*, 5th International Conference on Applied Energy, July 1-4, 2013, Pretoria, South Africa
- [165] Trawiński P., *Analiza porównawcza modelu bloku gazowo-parowego w różnych aplikacjach*, praca magisterska, Politechnika Warszawska, Warszawa, 2014
- [166] Trawiński P., *Development and implementation of mathematical models of working mediums for gas part of combined cycle gas turbine system in Python programming environment*, E3S Web of Conferences, Vol. 137, 2019
- [167] Trawiński P., *Development of flow and efficiency characteristics of an axial compressor with an analytical method including cooling air extraction and variable inlet guide vane angle*, Archives of Thermodynamics, Vol. 42 (4), pp. 17-46, 2021
- [168] Trawiński P., *Development of real gas model operating in gas turbine system in Python programming environment*, Archives of Thermodynamics, Vol. 41 (4), pp. 23-61, 2020
- [169] Trawiński P., *Model matematyczny bloku gazowo-parowego*, praca przejściowa magisterska, Politechnika Warszawska, 2014
- [170] Trawiński P., *Model matematyczny turbiny gazowej*, praca przejściowa inżynierska, Politechnika Warszawska 2012
- [171] Trawiński P., *Porównanie siłowni gazowo-parowej z siłownią z układem zgazowania węgla*, praca inżynierska, Politechnika Warszawska, 2013
- [172] Trawiński P., *Turbine stage expansion model including internal air film cooling and novel method of calculating theoretical power of a cooled stage*, Archives of Thermodynamics, Vol. 43 (3), pp. 3-27, 2022
- [173] Tsilingiris P., *Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100°C*, Energy Conversion and Management, Vol. 49 (5), pp. 1098-1110, 2008

- [174] Tsoutsanis E., Li Y., Pilidis P., Newby M., *Part-Load Performance of Gas Turbines: Part I — A Novel Compressor Map Generation Approach Suitable for Adaptive Simulation*, Proceedings of ASME 2012 Gas Turbine India Conference, December 1, 2012, Mumbai, Maharashtra, India
- [175] Tsoutsanis E., Meskin N., Benammar M., Khorasani K., *A component map tuning method for performance prediction and diagnostics of gas turbine compressors*, Applied Energy, Vol. 135, pp. 572–585, 2014
- [176] Valdes M., Rapun J., *Optimization of heat recovery steam generators for combined cycle gas turbine power plants*, Applied Thermal Engineering, Vol. 21 (11), pp. 1149-1159, 2001
- [177] Velten K., *Mathematical Modeling and Simulation: Introduction for Scientists and Engineers*, Wiley-VCH, Weinheim, 2009
- [178] Walsh P., Fletcher P., *Gas Turbine Performance*, Blackwell Science Limited, 2004
- [179] Wang Z, Duan L., *Thermoeconomic Optimization of Steam Pressure of Heat Recovery Steam Generator in Combined Cycle Gas Turbine under Different Operation Strategies*, Energies, Vol. 14 (16), pp. 1-18, 2021
- [180] Warren S., Giermak E., *Advanced Technology Combustion Turbines In Combined-Cycle Applications*, POWER-GEN Natural Gas, August 23-25, 2016, Columbus, Ohio, USA
- [181] Wasik P., Krzyślak P., *Method of modelling gas turbine performance*, Journal of Mechanical and Transport Engineering, Vol. 69 (1), pp. 61-79, 2017
- [182] Weir C., *Estimating the performance of gas turbine heat-recovery boilers off-design*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 202 (4), pp. 269-277, 1988
- [183] Wieczorek T., Blachnik M., *Modelowanie fizyczne i numeryczne procesów*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2020
- [184] Wirkowski P., *Modelling the characteristics of axial compressor of variable flow passage geometry, working in the gas turbine engine system*, Polish Maritime Research, Vol. 14 (3), pp. 27-32, 2007
- [185] Wuryanti S., Jadmiko R., *Design of Heat-Recovery Steam Generator Components in Gas Turbine (70 MW) Combined Cycle Power Plants (105 MW)*, International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, Vol. 10 (11), pp. 612-619, 2021
- [186] Young J., Horlock J., *Defining the Efficiency of a Cooled Turbine*, Journal of Turbomachinery, Vol. 128 (4), pp. 658-667, 2006
- [187] Younglove B., Ely J., *Thermophysical Properties of Fluids. II. Methane, Ethane, Propane, Isobutane, and Normal Butane*, Journal of Physical and Chemical Reference Data, Vol. 16, pp. 577-798, 1987
- [188] Zaporowski B., *Energy and economic effectiveness of gas-steam combined heat and power plants fired with natural gas*, Archiwum Energetyki, Tom 42 (1), str. 123-137, 2012

- [189] Zewge M., Lemma T., Ibrahim A., Sujan D., *Modelling and Simulation of a Heat Recovery Steam Generator using Partially Known Design Point Data*, Advanced Materials Research, Vol. 845, pp. 596-603, 2014
- [190] Ziółkowski P., Piotrowski R., Badur J., *Accuracy problem of modeling in a gas turbine cycle with heat regeneration according to Szewalski's idea*, Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery, Vol. 129, 2015

Załącznik nr 1

10.1 Model gazu doskonałego i półdoskonałego

Model gazu doskonałego jest abstrakcyjnym, uproszczonym modelem fizycznym gazu, który spełnia szereg następujących założeń [99], [145], [155]:

- objętość cząsteczek gazu jest pomijalnie mała w stosunku do całkowitej objętości gazu,
- cząsteczki gazu znajdują się nieustannie w chaotycznym ruchu,
- zderzenia cząsteczek gazu są idealnie sprężyste,
- między cząsteczkami gazu nie istnieją żadne wzajemne oddziaływania za wyjątkiem odpychania w momencie zderzenia (brak sił międzycząsteczkowych),
- energia cząsteczki gazu jest rozłożona równomiernie na wszystkie stopnie swobody ruchu cząsteczki (zasada ekwipartycji energii).

Powyższe uwarunkowania ograniczają zakres stosowalności modelu gazu doskonałego w szczególności dla warunków znacznie odbiegających od warunków normalnych. W rzeczywistości [126], [145]:

- wraz ze wzrostem ciśnienia maleją odległości między cząsteczkami gazu i oddziaływania międzycząsteczkowe odgrywają coraz większą rolę,
- wraz ze wzrostem temperatury zderzenia cząsteczek przestają być sprężyste,
- wraz ze spadkiem temperatury rośnie znaczenie sił międzycząsteczkowych, szczególnie w okolicy temperatury skraplania.

Parametry stanu w modelu fizycznym gazu doskonałego związane są równaniem Clapeyrona (10.1) [99], [145], [155]. Znajomość dwóch z trzech parametrów stanu pozwala jednoznacznie określić stan termodynamiczny gazu doskonałego.

$$pV = BT \quad (10.1)$$

Objętość właściwa gazu doskonałego wyznaczana jest z wykorzystaniem masy molowej czynnika roboczego (10.2).

$$v = \frac{V}{M} = \frac{BT}{pM} \quad (10.2)$$

Kluczowym parametrem, który pozwala na uzyskanie wielkości termodynamicznych związanych z analizą ilościową układów ciepłno-przepływowych jest ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu. Parametr ten określa ilość ciepła dostarczoną na drodze przemiany

izobarycznej do jednostki ilości substancji w stosunku do zmiany temperatury tej substancji. W przypadku gazu doskonałego ciepło właściwe jest wartością stałą i niezależną od parametrów stanu. W zastosowaniach technicznych wprowadza się pojęcie gazu półdoskonałego. Jest to model fizyczny, który spełnia założenia wskazane powyżej dla gazu doskonałego, aczkolwiek uwzględnia zmienność ciepła właściwego względem temperatury [99], [145], [155]. Równania modelowe opisujące przebiegi ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu dla gazów półdoskonałych są szeroko dostępne w literaturze i mają najczęściej postać wielomianową (10.3). Wartości współczynników w równaniu modelowym (10.3) zestawiono w Tab. 10.1.

$$\frac{C_p(T)}{B} = k_0 + k_1T + k_2T^2 + k_3T^3 + k_4T^4 \quad (10.3)$$

Tabela 10.1: Współczynniki w równaniach aproksymujących zmienność ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu dla wybranych związków prostych [24], [126].

Związek	k_0	$k_1 \cdot 10^3$	$k_2 \cdot 10^6$	$k_3 \cdot 10^9$	$k_4 \cdot 10^{12}$	Zakres
argon	2.5	0	0	0	0	50 – 3000 K
azot	3.539	-0.261	0.07	1.57	-0.99	50 – 300 K
	3.725	-1.562	3.208	-1.554	0.1154	300 – 1000 K
	2.469	2.467	-1.312	0.3401	-0.0345	1000 – 3000 K
tlen	3.63	-1.794	6.58	-6.01	1.79	50 – 300 K
	3.837	-3.42	10.99	-10.96	3.747	300 – 1000 K
	3.156	1.809	-1.052	0.319	-0.0363	1000 – 3000 K
metan	4.568	-8.975	36.31	-34.07	10.91	50 – 300 K
	4.503	-8.965	37.38	-36.49	12.22	300 – 1000 K
	-0.6992	15.31	-7.695	1.896	-0.1849	1000 – 3000 K
etan	4.221	-8.782	57.95	-67.29	25.11	50 – 300 K
	0.8293	20.75	-7.704	0.8756	0	300 – 1500 K
dwutlenek węgla	3.259	1.356	15.02	-23.74	10.56	50 – 300 K
	2.227	9.992	-9.802	5.397	-1.281	300 – 1000 K
	3.247	5.847	-3.412	0.9469	-0.1009	1000 – 3000 K

Ciepło właściwe przy stałej objętości określa ilość ciepła dostarczoną na drodze przemiany izochorycznej do jednostki ilości substancji w stosunku do zmiany temperatury tej substancji. Podobnie jak ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, dla gazu doskonałego jest to wartość stała

i niezależna od parametrów stanu, dla gazu półdoskonałego jest to funkcja temperatury. Ciepło właściwe przy stałej objętości dla gazu półdoskonałego można wyznaczyć korzystając z zależności (10.4) [99], [145], [155].

$$C_v(T) = C_p(T) - B \quad (10.4)$$

Stosunek ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu i przy stałej objętości jest istotnym parametrem w obszarze przemian termodynamicznych czynnika roboczego w układach przepływowych maszyn cieplnych. W przypadku modelu gazu doskonałego zależy on wyłącznie od budowy cząsteczkowej rozważanego gazu (liczby atomów tworzących pojedynczą cząsteczkę). Wykładnik izentropy dla gazu półdoskonałego można wyznaczyć na podstawie zależności (10.5) [99], [145], [155].

$$\kappa(T) = \frac{C_p(T)}{C_p(T) - B} \quad (10.5)$$

Entalpia czynnika roboczego jest parametrem stanu, który określa sumę energii wewnętrznej układu (energii niezbędnej do stworzenia układu w otoczeniu próżni) i pracy, jaką należy wykonać nad otoczeniem, aby uzyskać miejsce na ten układ. Entalpia właściwa gazu doskonałego i półdoskonałego jest funkcją temperatury czynnika roboczego. W praktyce inżynierskiej wykorzystuje się wartość entalpii właściwej odniesienia w danych warunkach (10.6) [99], [145], [155].

$$h(T) = h_0 + \int_{T_0}^T C_p(T) dT \quad (10.6)$$

Entropia czynnika roboczego jest miarą nieuporządkowania układu. Wskazuje ona na kierunek przebiegu przemian samorzutnych w izolowanym układzie termodynamicznym. Entropia jako funkcja stanu dostarcza informacji o nieodwracalności zachodzących procesów termodynamicznych. W praktycznych zadaniach obliczeniowych, podobnie jak w przypadku entalpii właściwej, wykorzystywane są wartości entropii właściwej odniesienia (10.7) [99], [145], [155].

$$s(T) = s_0 + \int_{T_0}^T \frac{C_p(T)}{T} dT - B \ln \frac{p}{p_0} \quad (10.7)$$

Mieszanki gazów doskonałych i półdoskonałych podlegają dwóm fundamentalnym prawom [99], [145], [155]:

— prawu Daltona (addytywności ciśnień cząstkowych) – każdy ze składników mieszaniny gazowej wywiera indywidualnie takie ciśnienie cząstkowe, jakby samodzielnie wypełniał całą objętość mieszaniny gazowej w danej temperaturze; ciśnienie całkowite mieszaniny gazowej stanowi sumę ciśnień cząstkowych poszczególnych jej składników (10.8);

$$p_m = \sum_i p_i \quad (10.8)$$

— prawu Leduca (addytywności objętości cząstkowych) – każdy ze składników mieszaniny gazowej zajmuje indywidualnie taką objętość cząstkową, jakby samodzielnie znajdował się pod ciśnieniem całkowitym mieszaniny gazowej w danej temperaturze; objętość całkowita mieszaniny gazowej stanowi sumę objętości cząstkowych poszczególnych jej składników (10.9).

$$V_m = \sum_i V_i \quad (10.9)$$

Skład mieszaniny gazowej opisywany jest za pomocą udziałów poszczególnych jej składników, które można zdefiniować jako [99], [145], [155]:

— udziały masowe,

$$g_i = \frac{m_i}{m_m} \quad (10.10)$$

— udziały molowe,

$$x_i = \frac{n_i}{n_m} \quad (10.11)$$

— udziały objętościowe.

$$r_i = \frac{V_i}{V_m} \quad (10.12)$$

Udziały molowe i objętościowe, w przypadku rozważań dotyczących mieszanin gazów doskonałych i półdoskonałych, są sobie równe (10.13). Wynika to bezpośrednio z prawa Avogadro, które postuluje, że równe objętości gazów spełniających równanie Clapeyrona (10.1) znajdujące się w tych samych warunkach fizycznych zawierają identyczną liczbę cząsteczek gazu [99], [145], [155].

$$x_i = r_i \quad (10.13)$$

Udziały molowe i masowe poszczególnych składników mieszaniny gazów doskonałych i półdoskonałych związane są zależnością (10.14).

$$g_i = x_i \frac{M_i}{M_m} \quad (10.14)$$

Suma udziałów masowych, molowych i objętościowych wszystkich składników mieszaniny jest równa jedności (10.15).

$$\sum_i g_i = \sum_i x_i = \sum_i r_i = 1 \quad (10.15)$$

Na podstawie powyższych praw i definicji możliwe jest wyznaczenie pozostałych wielkości odnoszących się do indywidualnych składników oraz zastępczych parametrów termodynamicznych mieszanin gazów doskonałych i półdoskonałych. Podane poniżej zależności wyrażono w odniesieniu do liczby moli substancji, stąd obecność udziałów molowych poszczególnych składników. W praktycznych zagadnieniach obliczeniowych wykorzystywane są wielkości intensywne odniesione do jednostek masy. Wyznaczanie zastępczych własności mieszaniny (ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu i przy stałej objętości, entalpii i entropii właściwej) z zastosowaniem wielkości odniesionych do jednostek masy jest możliwe w oparciu o przedstawione poniżej zależności (10.19), (10.20), (10.22), (10.23). Należy jednakże pamiętać, że udziały molowe poszczególnych składników powinny się wtedy zastąpić udziałami masowymi. Kolejne parametry termodynamiczne mieszanin, które uwzględniono w modelu matematycznym własności czynników roboczych, stanowią [99], [145], [155]:

— ciśnienie cząstkowe danego składnika mieszaniny,

$$p_i = x_i p_m \quad (10.16)$$

— pozorna masa molowa mieszaniny,

$$M_m = \sum_i x_i M_i \quad (10.17)$$

— indywidualna stała gazowa mieszaniny,

$$R_m = \frac{B}{M_m} \quad (10.18)$$

— ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu,

$$C_{p_m} = \sum_i x_i C_{p_i} \quad (10.19)$$

— ciepło właściwe przy stałej objętości,

$$C_{v_m} = \sum_i x_i C_{v_i} \quad (10.20)$$

— wykładnik izentropy,

$$\kappa_m = \frac{C_{p_m}}{C_{v_m}} \quad (10.21)$$

— entalpia właściwa,

$$h_m = \sum_i x_i h_i \quad (10.22)$$

— entropia właściwa.

$$s_m = \sum_i x_i s_i \quad (10.23)$$

10.2 Model gazu rzeczywistego

W wielu zagadnieniach obliczeniowych, które wymagają większej dokładności, wyniki generowane w oparciu o model fizyczny gazu doskonałego i półdoskonałego mogą okazać się niezadowolające. Dotyczy to przede wszystkim obszarów, w których występuje wysokie ciśnienie lub parametry okołokrytyczne [136]. Precyzyjne odwzorowanie własności termodynamicznych czynnika roboczego w szerokim spektrum ciśnienia i temperatury jest możliwe przy wykorzystaniu równań stanu gazu rzeczywistego. Równania te znajdują powszechne zastosowanie w komercyjnym oprogramowaniu inżynierskim (np. *GateCycle*, *Aspen HYSYS*, *Epsilon*, *Thermoflex*).

Wskazanie uniwersalnej zależności pomiędzy parametrami stanu gazu rzeczywistego, która pełniłaby analogiczną rolę jak równanie Clapeyrona dla gazu doskonałego i półdoskonałego, jest niemożliwe. Poszczególne modele gazu rzeczywistego okazują się słuszne jedynie dla wybranych czynników roboczych lub ograniczonych przedziałów ciśnienia

i temperatury [28], [126], [136]. Należy pamiętać, że zdecydowana większość równań stanu gazu rzeczywistego ma charakter empiryczny. Istotną kwestią jest również złożoność wykorzystywanych zależności. Równania modelowe powinny charakteryzować się dogodną formą, która zapewnia prostotę implementacji w postaci kodu obliczeniowego i możliwość analitycznego wyznaczania wybranych pochodnych cząstkowych. Wykorzystanie równań wieloparametrowych nie zawsze prowadzi do poprawy jakości modelu matematycznego. Co więcej, może skutkować zbytnim skomplikowaniem modelu i uniemożliwieniem prowadzenia rachunku różniczkowego na drodze analitycznej. W rezultacie przekłada się to na generację znacznych kosztów obliczeniowych [166], [168].

Zdecydowanie najszerzej stosowaną grupą modeli gazu rzeczywistego są sześciennie równania stanu gazu. Wywodzą się one wprost z równania van der Waalsa, które można traktować jako rozszerzenie równania Clapeyrona dla modelu gazu rzeczywistego. Równanie van der Waalsa jako pierwsze pozwoliło z powodzeniem uwzględnić wpływ oddziaływań międzycząsteczkowych i objętości samych cząsteczek gazu [126], [145]. Aspekty te są pomijane w przypadku równania Clapeyrona, co wynika wprost z założeń modelu fizycznego gazu doskonałego. Spośród licznej grupy dostępnych równań modelowych wybrano równania: Redlicha-Kwonga, Soave-Redlicha-Kwonga i Penga-Robinsona. Wytypowane sześciennie równania stanu gazu rzeczywistego charakteryzują się prostą formą analityczną i dobrą jakością predykcji parametrów termodynamicznych dla szerokiej grupy czynników roboczych.

Równanie stanu gazu rzeczywistego Redlicha-Kwonga uważane jest za pierwszą istotną poprawkę równania van der Waalsa. Wprowadza ono dodatkową empiryczną zależność opisującą ciśnienie kohezyjne (10.24) [129].

$$\left[p + \frac{\alpha(T)}{V(V+b)} \right] (V-b) = BT \quad (10.24)$$

Współczynnik poprawkowy związany z oddziaływaniami międzycząsteczkowymi jest funkcją temperatury czynnika (10.25).

$$\alpha(T) = \frac{a}{\sqrt{T}} \quad (10.25)$$

Współczynniki charakterystyczne dla równania Redlicha-Kwonga zostały wyznaczone doświadczalnie w funkcji parametrów krytycznych gazu (10.26), (10.27).

$$a = 0.427480 \frac{B^2 T_{kr}^{2.5}}{p_{kr}} \quad (10.26)$$

$$b = 0.086640 \frac{BT_{kr}}{p_{kr}} \quad (10.27)$$

Równanie stanu Redlicha-Kwonga stanowiło przez długi okres punkt wyjściowy w rozwoju kolejnych modeli gazu rzeczywistego. Istotną modyfikację przedstawił w swojej pracy Soave [142]. Równanie stanu gazu rzeczywistego Soave-Redlicha-Kwonga jako pierwsze uwzględniło wpływ konfiguracji i sferyczności cząsteczek gazu. Postać ogólna równania modelowego nie uległa zmianie (10.24). Współczynnik poprawkowy związany z oddziaływaniami międzycząsteczkowymi poszerzono o zależność względem współczynnika acentryczności molekuł (10.28) wprowadzając dodatkową funkcję empiryczną (10.29).

$$\alpha(T) = a \left[1 + f(\omega) \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_{kr}}} \right) \right]^2 \quad (10.28)$$

$$f(\omega) = 0.48508 + 1.54171\omega - 0.15613\omega^2 \quad (10.29)$$

Współczynniki charakterystyczne dla równania Soave-Redlicha-Kwonga zostały wyznaczone doświadczalnie w funkcji parametrów krytycznych gazu (10.30), (10.31).

$$a = 0.427480 \frac{B^2 T_{kr}^2}{p_{kr}} \quad (10.30)$$

$$b = 0.086640 \frac{BT_{kr}}{p_{kr}} \quad (10.31)$$

Równanie stanu gazu rzeczywistego Penga-Robinsona (10.32) jest kolejną modyfikacją równania sześciennego van der Waalsa [117].

$$\left[p + \frac{\alpha(T)}{V^2 + 2bV - b^2} \right] (V - b) = BT \quad (10.32)$$

Współczynnik poprawkowy związany z ciśnieniem kohezyjnym, podobnie jak w przypadku równania Soave-Redlicha-Kwonga, jest zależny od temperatury czynnika i współczynnika acentryczności cząsteczek gazu. Postać ogólna zależności jest identyczna (10.28), dodatkowa funkcja empiryczna podana jest jako (10.33).

$$f(\omega) = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.2699\omega^2 \quad (10.33)$$

Współczynniki charakterystyczne dla równania Penga-Robinsona zostały wyznaczone doświadczalnie w funkcji parametrów krytycznych gazu (10.34), (10.35).

$$a = 0.45724 \frac{B^2 T_{kr}^2}{p_{kr}} \quad (10.34)$$

$$b = 0.07780 \frac{B T_{kr}}{p_{kr}} \quad (10.35)$$

Drugą grupą równań stanu gazu, szeroko wykorzystywaną w zagadnieniach obliczeniowych gazów rzeczywistych, są równania wywodzące się z teorii stanów odpowiednich. Równania te odwołują się do twierdzenia, że różne gazy rzeczywiste będąc pod działaniem tych samych parametrów zredukowanych znajdują się w identycznym stanie termodynamicznym [126], [145]. Najczęściej wykorzystywanym modelem, który zalicza się do tej grupy zależności, jest równanie stanu gazu rzeczywistego Lee-Keslera (10.36) [93].

$$\frac{p_{red} V_{red}}{T_{red}} = 1 + \frac{B}{V_{red}} + \frac{C}{V_{red}^2} + \frac{D}{V_{red}^5} + \frac{c_4}{T_{red}^3 V_{red}^2} \left(\beta + \frac{\gamma}{V_{red}^2} \right) e^{-\frac{\gamma}{V_{red}^2}} \quad (10.36)$$

gdzie:

$$p_{red} = \frac{p}{p_{kr}} \quad (10.37)$$

$$V_{red} = \frac{V}{V_{kr}} \quad (10.38)$$

$$T_{red} = \frac{T}{T_{kr}} \quad (10.39)$$

$$B = b_1 - \frac{b_2}{T_{red}} - \frac{b_3}{T_{red}^2} - \frac{b_4}{T_{red}^3} \quad (10.40)$$

$$C = c_1 - \frac{c_2}{T_{red}} + \frac{c_3}{T_{red}^3} \quad (10.41)$$

$$D = d_1 + \frac{d_2}{T_{red}} \quad (10.42)$$

Wykorzystanie równania stanu Lee-Keslera wymaga dwukrotnego rozwiązania nieliniowej zależności w postaci ogólnej (10.36). Współczynniki ściślności (10.43) dla płynu prostego i referencyjnego należy wyznaczyć zgodnie z wartościami podanymi w Tab. 10.2.

$$Z_i = \frac{p_{red} V_{red}}{T_{red}} \quad (10.43)$$

Tabela 10.2: Współczynniki w równaniu stanu gazu rzeczywistego Lee-Keslera [93].

Parametr	Płyn prosty	Płyn referencyjny
b_1	0.1181193	0.2026579
b_2	0.2657280	0.3315110
b_3	0.1547900	0.0276550
b_4	0.0303230	0.2034880
c_1	0.0236744	0.0313385
c_2	0.0186984	0.0503618
c_3	0	0.0169010
c_4	0.0427240	0.0415770
$d_1 \cdot 10^4$	0.1554880	0.4873600
$d_2 \cdot 10^4$	0.6236890	0.0740336
β	0.6539200	1.2260000
γ	0.0601670	0.0375400

Współczynnik ściśliwości rozważanego gazu rzeczywistego (10.44) obliczany jest z uwzględnieniem współczynnika acentryczności płynu referencyjnego (10.45).

$$Z = Z_s + \frac{\omega}{\omega_{ref}} (Z_{ref} - Z_s) \quad (10.44)$$

$$\omega_{ref} = 0.3978 \quad (10.45)$$

Objętość gazu rzeczywistego wyznaczana jest zgodnie z definicją współczynnika ściśliwości (10.46) [93].

$$V = Z \frac{BT}{p} \quad (10.46)$$

Wykorzystanie równań stanu gazu rzeczywistego dla mieszanin wymaga ustalenia zasad co do wyznaczania pozornych wielkości zastępczych, obejmujących parametry pseudokrytyczne mieszaniny: ciśnienie, temperaturę, objętość i współczynnik ściśliwości oraz podane współczynniki charakterystyczne. W modelu matematycznym zastosowano zależności opisane szczegółowo w [126].

Wartości pseudokrytyczne temperatury (10.47), objętości molowej (10.48), współczynników ściśliwości (10.49) i acentryczności (10.50) wyznaczone są jako średnie ważone wskazanych parametrów względem udziałów molowych poszczególnych składników mieszaniny.

$$T_{krm} = \sum_i x_i T_{kri} \quad (10.47)$$

$$V_{krm} = \sum_i x_i V_{kri} \quad (10.48)$$

$$Z_{krm} = \sum_i x_i Z_{kri} \quad (10.49)$$

$$\omega_m = \sum_i x_i \omega_i \quad (10.50)$$

Ciśnienie pseudokrytyczne mieszaniny wyznaczone jest w oparciu o definicję współczynnika ściśliwości gazu rzeczywistego (10.51).

$$p_{krm} = Z_{krm} \frac{BT_{krm}}{V_{krm}} \quad (10.51)$$

Zastępcze współczynniki charakterystyczne w równaniach stanu gazu rzeczywistego wyznaczone są z wykorzystaniem kombinacji podejścia geometrycznego (10.52) i liniowego (10.53) [126]:

$$\alpha_m = \sum_i \sum_j x_i x_j \sqrt{\alpha_i \alpha_j} \quad (10.52)$$

$$b_m = \sum_i x_i b_i \quad (10.53)$$

Zależność podanych parametrów termodynamicznych: ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu i przy stałej objętości, entalpii i entropii właściwej oraz własności transportowych czynników roboczych, jest zdecydowanie najsilniejsza względem temperatury. Związek tych wielkości z ciśnieniem jest o wiele mniejszy i często pomijany w zagadnieniach niewymagających większej dokładności. Model matematyczny właściwości czynników roboczych części gazowej układu (powietrza atmosferycznego, gazu ziemnego i gazów spalinowych) opracowano rozszerzając model gazu półdoskonałego. W tym celu wykorzystano funkcje odchylenia, które wskazują na odstępstwa poszczególnych parametrów

termodynamicznych gazu rzeczywistego od modelu gazu półdoskonałego (10.54), (10.55), (10.56), (10.57) [26], [126], [166].

$$C_p(p, T) = C_p(T) + \Delta C_p(p, T) \quad (10.54)$$

$$C_v(p, T) = C_v(T) + \Delta C_v(p, T) \quad (10.55)$$

$$h(p, T) = h(T) + \Delta h(p, T) \quad (10.56)$$

$$s(p, T) = s(T) + \Delta s(p, T) \quad (10.57)$$

Funkcje odchyłeń pozwalają na klarowne przedstawienie wszystkich parametrów termodynamicznych jako sumy składników reprezentujących: wpływ temperatury (zgodnie z modelem gazu półdoskonałego) i wpływ ciśnienia w danej temperaturze (jako funkcję odchylenia danego parametru gazu rzeczywistego od modelu gazu półdoskonałego). Z uwagi na taką formę zapisu funkcje odchyłeń są często nazywane poprawkami ciśnieniowymi. Funkcje odchyłeń dla poszczególnych parametrów termodynamicznych zdefiniowane są w postaci (10.58), (10.59), (10.60), (10.61) [26], [126], [166].

$$\Delta C_p(p, T) = \int_0^p \left(\frac{\partial C_p}{\partial p} \right)_{T=idem} dp \quad (10.58)$$

$$\Delta C_v(p, T) = \int_0^p \left(\frac{\partial C_v}{\partial p} \right)_{T=idem} dp \quad (10.59)$$

$$\Delta h(p, T) = \int_0^p \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_{T=idem} dp \quad (10.60)$$

$$\Delta s(p, T) = \int_0^p \left(\frac{\partial s}{\partial p} \right)_{T=idem} dp \quad (10.61)$$

Funkcje podcałkowe w powyższych wyrażeniach (10.58), (10.59), (10.60), (10.61) można przekształcić do postaci, która w dalszej części pozwoli na wykorzystanie wybranych równań stanu gazu rzeczywistego. Szczegółowe wyprowadzenia poszczególnych funkcji odchyłeń można odnaleźć w [166]. Biorąc pod uwagę zależności opracowane dla modelu gazu

półdoskonałego kolejne parametry termodynamiczne w modelu gazu rzeczywistego przyjmują postać:

— ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu,

$$C_p(p, T) = C_p(T) - \int_0^p T \left(\frac{\partial^2 V}{\partial T^2} \right)_{p=idem} dp \quad (10.62)$$

— ciepło właściwe przy stałej objętości,

$$C_v(p, T) = C_p(T) - B - \int_0^p \left[\frac{\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_{v=idem}^2}{\left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_{T=idem}} \right] dp \quad (10.63)$$

— wykładnik izentropy,

$$\kappa(p, T) = \frac{C_p(p, T)}{C_v(p, T)} \quad (10.64)$$

— entalpia właściwa,

$$h(p, T) = h_0 + \int_{T_0}^T C_p(T) dT + \int_0^p \left[V - T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_{p=idem} \right] dp \quad (10.65)$$

— entropia właściwa.

$$s(p, T) = s_0 + \int_{T_0}^T \frac{C_p(T)}{T} dT - \int_0^p \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_{p=idem} dp \quad (10.66)$$

Wykorzystanie powyższych zależności (10.62), (10.63), (10.64), (10.65), (10.66) wymaga znajomości przebiegu ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu względem temperatury i znalezienia postaci funkcji podcałkowych, które wynikają z zastosowanych równań modelowych gazu rzeczywistego. W praktyce obliczanie członów temperaturowych nie stanowi większych trudności. Zagadnienie to sprowadza się do całkowania funkcji ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu względem temperatury. Funkcje te, jak zaznaczono wcześniej, mają najczęściej postać wielomianową. Pewne wyzwanie stanowi natomiast uwzględnienie analitycznej formy członów ciśnieniowych, które wynikają bezpośrednio z równań modelowych gazu rzeczywistego. Próby wyznaczania zależności analitycznych znaleźć można w źródłach literaturowych. Dotyczą jednakże wybiórczych równań stanu gazu

rzeczywistego np. niestosowanego już tak powszechnie równania Berthelota [12], [26]. W programach komercyjnych wartości funkcji odchyień wyznaczane są najczęściej w oparciu o metody numeryczne. Wykorzystanie tego samego równania modelowego gazu rzeczywistego w różnych aplikacjach (np. *GateCycle* i *Aspen HYSYS*) może skutkować istotnymi rozbieżnościami [101]. Stosowanie metod iteracyjnych przekłada się na zauważalne zwiększenie kosztów obliczeniowych, szczególnie w przypadku zagadnień związanych z optymalizacją układów ciepłno-przepływowych. Z uwagi na omówione aspekty w konstruowanym modelu matematycznym własności czynników roboczych dążono do minimalnego wykorzystania metod numerycznych. Funkcje odchyień dla poszczególnych parametrów termodynamicznych gazu rzeczywistego wyznaczono na drodze analitycznej. Dla sześciennych równań stanu gazu rzeczywistego opracowano zestaw związków uniwersalnych, które można zastosować dla każdego równania modelowego wywodzącego się z równania van der Waalsa.

Dowolne sześcienne równanie stanu gazu rzeczywistego można przedstawić w postaci ogólnej z wykorzystaniem współczynnika ściśliwości (10.67) [166].

$$Z^3 + AZ^2 + BZ + C = 0 \quad (10.67)$$

gdzie:

$$A(p, T) = \frac{-BT - bp + k_1p}{BT} \quad (10.68)$$

$$B(p, T) = \frac{-BTk_1p + p\alpha(T) - bk_1p^2 + k_2p^2}{B^2T^2} \quad (10.69)$$

$$C(p, T) = \frac{-BTk_2p^2 - bp^2\alpha(T) - bk_2p^3}{B^3T^3} \quad (10.70)$$

Postać ogólna równania sześciennego (10.67) pozwala na zdefiniowanie współczynników pomocniczych, niezbędnych z uwagi na dalsze przekształcenia algebraiczne poszczególnych funkcji odchyień (10.71), (10.72), (10.73), Tab. 10.3 [166].

$$k_5 = \sqrt{k_1^2 - 4k_2} \quad (10.71)$$

$$k_6 = \frac{k_5 + \frac{2BTZ}{p} + k_1}{-k_5 + \frac{2BTZ}{p} + k_1} \quad (10.72)$$

$$k_7 = \frac{-4k_5Bp \left[T \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{p=idem} + Z \right]}{[2BTZ - p(k_5 - k_1)]^2} \quad (10.73)$$

Tabela 10.3: Współczynniki pomocnicze dla funkcji odchyień dla wybranych równań stanu gazu rzeczywistego [166].

Współczynnik	Równanie stanu gazu rzeczywistego		
	Redlicha-Kwonga	Soave-Redlicha-Kwonga	Penga-Robinsona
a	$0.427480 \frac{B^2 T_{kr}^{2.5}}{p_{kr}}$	$0.427480 \frac{B^2 T_{kr}^2}{p_{kr}}$	$0.45724 \frac{B^2 T_{kr}^2}{p_{kr}}$
b	$0.086640 \frac{BT_{kr}}{p_{kr}}$	$0.086640 \frac{BT_{kr}}{p_{kr}}$	$0.07780 \frac{BT_{kr}}{p_{kr}}$
α	$\frac{a}{\sqrt{T}}$	$a \left[1 + f(\omega) \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_{kr}}} \right) \right]^2$	$a \left[1 + f(\omega) \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_{kr}}} \right) \right]^2$
$f(\omega)$	–	$0.48508 + 1.54171\omega - 0.15613\omega^2$	$0.37464 + 1.54226\omega - 0.2699\omega^2$
k_1	b	b	$2b$
k_2	0	0	$-b^2$
k_3	0	0	$b(\sqrt{2} - 1)$
k_4	$-b$	$-b$	$-b(\sqrt{2} + 1)$

Pochodna cząstkowa współczynnika ściśliwości względem temperatury może zostać wyrażona w postaci ogólnej (10.74).

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{p=idem} = - \frac{Z^2 \left(\frac{\partial A}{\partial T} \right)_{p=idem} + Z \left(\frac{\partial B}{\partial T} \right)_{p=idem} + \left(\frac{\partial C}{\partial T} \right)_{p=idem}}{2AZ + b + 3Z^2} \quad (10.74)$$

Wyznaczenie pochodnych cząstkowych poszczególnych współczynników równania sześciennego względem temperatury (10.68), (10.69), (10.70) sprowadza się do różniczkowania funkcji wielomianowych. Wykorzystanie formy ogólnej równania

sześciennego (10.67) wraz z opracowanym zestawem współczynników pomocniczych pozwala na wyprowadzenie uniwersalnych zależności określających funkcje odchyłeń poszczególnych parametrów termodynamicznych:

— ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu,

$$\Delta C_p(p, T) = BT \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{p=idem} + B(Z - 1) + T \frac{\ln k_6}{k_5} \frac{d^2 \alpha}{dT^2} + \frac{k_6 k_7}{k_5} \left(T \frac{d\alpha}{dT} - \alpha \right) \quad (10.75)$$

— ciepła właściwego przy stałej objętości,

$$\Delta C_v(p, T) = T \frac{\ln k_6}{k_5} \frac{d^2 \alpha}{dT^2} \quad (10.76)$$

— entalpii właściwej,

$$\Delta h(p, T) = pV - BT + \frac{\alpha - T \frac{d\alpha}{dT}}{k_3 - k_4} \ln \left(\frac{V - k_3}{V - k_4} \right) \quad (10.77)$$

— entropii właściwej.

$$\Delta s(p, T) = B \ln \left[\frac{p}{BT} (V - b) \right] - \frac{\frac{d\alpha}{dT}}{k_3 - k_4} \ln \left(\frac{V - k_3}{V - k_4} \right) \quad (10.78)$$

Powyższe zależności (10.75), (10.76), (10.77), (10.78) stanowią analityczną formę członów ciśnieniowych w równaniach ogólnych (10.62), (10.63), (10.65), (10.66) opracowanego modelu matematycznego własności termodynamicznych gazów rzeczywistych.

W przypadku równania modelowego Lee-Keslera funkcje odchyłeń określających wpływ ciśnienia podane są bezpośrednio w [93]. Z uwagi na dalsze przekształcenia algebraiczne niezbędne jest zdefiniowanie dodatkowej funkcji pomocniczej (10.79).

$$E = \frac{c_4}{2T_{red}^3 \gamma} \left[\beta + 1 - \left(\beta + 1 + \frac{\gamma}{V_{red}^2} \right) e^{-\frac{\gamma}{V_{red}^2}} \right] \quad (10.79)$$

Pochodna cząstkowa ciśnienia zredukowanego względem temperatury zredukowanej przy stałej zredukowanej objętości molowej jest określona jako (10.80).

$$\left(\frac{\partial p_{red}}{\partial T_{red}} \right)_{V_{red}=idem} = \frac{1}{V_{red}} \left\{ 1 + \frac{b_1 + \frac{b_3}{T_{red}^2} + \frac{2b_4}{T_{red}^3}}{V_{red}} + \frac{c_1 - \frac{2c_3}{T_{red}^3}}{V_{red}^2} + \frac{d_1}{V_{red}^5} - \frac{2c_4}{T_{red}^3 V_{red}^2} \left[\left(\beta + \frac{\gamma}{V_{red}^2} \right) e^{-\frac{\gamma}{V_{red}^2}} \right] \right\} \quad (10.80)$$

Pochodna cząstkowa ciśnienia zredukowanego względem zredukowanej objętości molowej przy stałej temperaturze zredukowanej jest określona jako (10.81).

$$\left(\frac{\partial p_{red}}{\partial V_{red}}\right)_{T_{red}=idem} = -\frac{T_{red}}{V_{red}^2} \left\{ 1 + \frac{2B}{V_{red}} + \frac{3C}{V_{red}^2} + \frac{6D}{V_{red}^5} - \frac{c_4}{T_{red}^3 V_{red}^2} \left[3\beta + \left(5 - 2 \left(\beta + \frac{\gamma}{V_{red}^2} \right) \right) \frac{\gamma}{V_{red}^2} \right] e^{-\frac{\gamma}{V_{red}^2}} \right\} \quad (10.81)$$

Funkcje odchyłeń poszczególnych parametrów termodynamicznych dla równania stanu gazu rzeczywistego Lee-Keslera przyjmują postać:

— ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu,

$$\Delta C_p(p, T) = B \left(\frac{2 \left(b_3 + \frac{3b_4}{T_{red}} \right)}{T_{red}^2 V_{red}} - \frac{3c_3}{T_{red}^3 V_{red}^2} - 6E - 1 - T_{red} \frac{\left(\frac{\partial p_{red}}{\partial T_{red}} \right)_{V_{red}=idem}^2}{\left(\frac{\partial p_{red}}{\partial V_{red}} \right)_{T_{red}=idem}} \right) \quad (10.82)$$

— ciepło właściwe przy stałej objętości,

$$\Delta C_v(p, T) = B \left(\frac{2 \left(b_3 + \frac{3b_4}{T_{red}} \right)}{T_{red}^2 V_{red}} - \frac{3c_3}{T_{red}^3 V_{red}^2} - 6E \right) \quad (10.83)$$

— entalpia właściwa,

$$\Delta h(p, T) = BT \left(Z - 1 - \frac{b_2 + \frac{2b_3}{T_{red}} + \frac{3b_4}{T_{red}^2}}{T_{red} V_{red}} - \frac{c_2 - \frac{3c_3}{T_{red}^2}}{2T_{red} V_{red}^2} + \frac{d_2}{5T_{red} V_{red}^5} + 3E \right) \quad (10.84)$$

— entropia właściwa,

$$\Delta s(p, T) = R \left(\ln Z - \frac{b_1 + \frac{b_3}{T_{red}^2} + \frac{2b_4}{T_{red}^3}}{V_{red}} - \frac{c_1 - \frac{2c_3}{T_{red}^3}}{2V_{red}^2} - \frac{d_1}{5V_{red}^5} + 2E \right) \quad (10.85)$$

Wyznaczenie poprawek ciśnieniowych wymaga dwukrotnego rozwiązania równania modelowego Lee-Keslera – zgodnie z parametrami określonymi dla płynu prostego i referencyjnego w Tab. 10.2. Końcowym etapem obliczeń jest wykorzystanie zależności, które analogicznie jak w przypadku wyznaczania współczynnika ściśliwości (10.44), pozwalają określić funkcje odchyłeń poszczególnych własności termodynamicznych (10.86), (10.87), (10.88), (10.89).

$$\Delta C_p(p, T) = \Delta C_{p_s} + \frac{\omega}{\omega_{ref}} (\Delta C_{p_{ref}} - \Delta C_{p_s}) \quad (10.86)$$

$$\Delta C_v(p, T) = \Delta C_{v_s} + \frac{\omega}{\omega_{ref}} (\Delta C_{v_{ref}} - \Delta C_{v_s}) \quad (10.87)$$

$$\Delta h(p, T) = \Delta h_s + \frac{\omega}{\omega_{ref}} (\Delta h_{ref} - \Delta h_s) \quad (10.88)$$

$$\Delta s(p, T) = \Delta s_s + \frac{\omega}{\omega_{ref}} (\Delta s_{ref} - \Delta s_s) \quad (10.89)$$

10.3 Własności transportowe

Nieodzownym aspektem modelowania matematycznego układów energetycznych jest uwzględnienie przebiegu procesów wymiany ciepła. Pryncypialnym elementem analizowanego bloku gazowo-parowego, gdzie procesy te odgrywają rolę fundamentalną, jest kocioł odzysknicowy. Wśród innych istotnych układów należy wskazać na podgrzewacze paliwa gazowego, chłodnicę powietrza chłodzącego TCA turbozespołu gazowego czy wymienniki ciepłownicze wody sieciowej. Procesy wymiany ciepła dotyczą więc wszystkich rozważanych czynników roboczych układu, zarówno po stronie gazowej, jak i w obiegu wodno-parowym. Włączenie do modelu równań opisujących pracę wymienników ciepła w warunkach zmienionych wymaga przede wszystkim znajomości lepkości dynamicznej i przewodności cieplnej.

Lepkość dynamiczna to parametr, który wskazuje na zdolność płynu do wymiany pędu pomiędzy warstwami poruszającymi się z różną prędkością [126]. Równania aproksymujące zmienność lepkości dynamicznej względem temperatury są powszechnie dostępne w źródłach literaturowych. Do modelu matematycznego własności czynników roboczych włączono równanie modelowe w postaci ogólnej (10.90) wraz ze współczynnikami podanymi w Tab. 10.4 [151].

$$\ln \mu_0 = A \ln T + \frac{B}{T} + \frac{C}{T^2} + D \quad (10.90)$$

Tabela 10.4: Współczynniki w równaniach aproksymujących zmienność lepkości dynamicznej względem temperatury dla wybranych związków prostych [151].

Związek	A	B	C	D	Zakres
argon	0.61205763	-67.714354	190.40660	2.1588272	200 – 1000 K
azot	0.62526577	-31.779652	-1640.7983	1.7454992	
tlen	0.60916180	-52.244847	-599.74009	2.0410801	
metan	0.57643622	-93.704079	869.92395	1.7333347	
etan	0.59089348	-139.94405	2986.8374	1.5988866	
dwutlenek węgla	0.51137258	-229.51321	13710.678	2.7075538	300 – 1000 K

Wpływ ciśnienia cząstkowego na lepkość dynamiczną poszczególnych składników mieszaniny uwzględniono w oparciu o metodę Reichenberga (10.91) [126].

$$\frac{\mu_i}{\mu_0} = 1 + \frac{E p_{red}^{1.5}}{F p_{red} + (1 + G p_{red}^H)^{-1}} \quad (10.91)$$

gdzie:

$$E = \frac{1.9824 \cdot 10^{-3}}{T_{red}} e^{5.2683 T_{red}^{-0.5767}} \quad (10.92)$$

$$F = E(1.6552 T_{red} - 1.2760) \quad (10.93)$$

$$G = \frac{0.1319}{T_{red}} e^{3.7035 T_{red}^{-79.8678}} \quad (10.94)$$

$$H = \frac{2.9496}{T_{red}} e^{2.9190 T_{red}^{-16.6169}} \quad (10.95)$$

Lepkość dynamiczną mieszaniny wyznaczano przy zastosowaniu metody Singha-Sooda (10.96) [141].

$$\mu_m = \sum_i \mu_i \left(1 + \sum_{\substack{j \\ i \neq j}} A_{ij} \frac{x_j}{x_i} \right)^{-1} \quad (10.96)$$

gdzie:

$$A_{ij} = \frac{L}{K} \left(\frac{\mu_i M_j}{\mu_j M_i} \right)^{0.5} \left[1 + \frac{\frac{M_i}{M_j} - \left(\frac{\mu_j M_i}{\mu_i M_j} \right)^{0.5}}{2 \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right) + \frac{1 + \left(\frac{\mu_j M_i}{\mu_i M_j} \right)^{0.5}}{K + L} L} \right] \quad (10.97)$$

$$L = \left[\frac{4M_i M_j}{(M_i + M_j)^2} \right]^{0.25} \quad (10.98)$$

$$K = \left[1 + 0.0138 \left(\frac{M_j}{M_i} - 1.4 \right) \right] e^{-0.0066 \frac{M_j (T/298 - 1)}{L}} \quad (10.99)$$

Przewodność cieplna to parametr, który określa zdolność substancji do transportu energii wewnętrznej w postaci ciepła w następstwie zewnętrznej różnicy temperatur [126]. Zależności określające zmienność przewodności cieplnej względem temperatury są również szeroko dostępne w źródłach literaturowych. W modelu matematycznym własności czynników roboczych uwzględniono równanie modelowe w postaci ogólnej (10.100) wraz ze współczynnikami podanymi w Tab. 10.5 [151].

$$\ln \lambda_0 = A \ln T + \frac{B}{T} + \frac{C}{T^2} + D \quad (10.100)$$

Tabela 10.5: Współczynniki w równaniach aproksymujących zmienność przewodności cieplnej względem temperatury dla wybranych związków prostych [151].

Związek	A	B	C	D	Zakres
argon	0.60968928	-70.892249	584.20624	1.93371520	200 – 1000 K
azot	0.85372829	105.186650	-12299.753	0.48299104	
tlen	0.77238828	6.92932590	-5900.8518	1.22029650	
metan	1.02381770	-310.92375	32944.309	0.67787437	
etan	0.70867490	-630.16563	50951.026	2.95087240	
dwutlenek węgla	0.51435424	-474.44626	31295.930	3.41287390	300 – 1000 K

Wpływ ciśnienia cząstkowego na przewodność cieplną poszczególnych składników mieszaniny uwzględniono w oparciu o metodę Stieła-Thodosa (10.101) [126].

$$\lambda_i = \lambda_0 + \Delta\lambda_p \quad (10.101)$$

Wartość poprawki ciśnieniowej $\Delta\lambda_p$ wyznaczana jest w zależności od zredukowanej gęstości danego składnika mieszaniny (10.102), (10.103), (10.104).

$$\Delta\lambda_p = \frac{1.22 \cdot 10^{-2}(e^{0.535\rho_{red}} - 1)}{\Gamma Z_{kr}^5} \quad \rho_{red} < 0.5 \quad (10.102)$$

$$\Delta\lambda_p = \frac{1.44 \cdot 10^{-2}(e^{0.67\rho_{red}} - 1.069)}{\Gamma Z_{kr}^5} \quad 0.5 \leq \rho_{red} \leq 2.0 \quad (10.103)$$

$$\Delta\lambda_p = \frac{2.6 \cdot 10^{-2}(e^{1.555\rho_{red}} - 2.016)}{\Gamma Z_{kr}^5} \quad 2.0 < \rho_{red} \quad (10.104)$$

gdzie:

$$\Gamma = 210 \left(\frac{T_{kr} M^3}{p_{kr}^4} \right)^{1/6} \quad (10.105)$$

Przewodność cieplną mieszaniny wyznaczano przy zastosowaniu metody Singha-Sooda (10.106) [141].

$$\lambda_m = \sum_i \lambda_i \left(1 + \sum_{\substack{j \\ i \neq j}} A_{ij} \frac{x_j}{x_i} \right)^{-1} \quad (10.106)$$

gdzie:

$$A_{ij} = \frac{1}{K} \left(\frac{k_i}{k_j} \right)^{0.5} \left[F_{ij} + \frac{1 - \left(\frac{k_j F_{ij}}{k_i F_{ji}} \right)^{0.5}}{\frac{(M_i + M_j)^2}{2.6 M_i M_j} + \left(\frac{k_j}{k_i} \right)^{0.25} \left(\frac{1}{K F_{ji}} \right)^{0.5}} \right] \quad (10.107)$$

$$F_{ij} = 1 + \frac{(M_i - M_j)}{(M_i + M_j)^2} (2.375 M_i - 0.225 M_j) \quad (10.108)$$

$$L = \left[\frac{4M_i M_j}{(M_i + M_j)^2} \right]^{0.25} \quad (10.109)$$

$$K = \frac{1}{L^2} (1.01546L - 0.01403) \quad (10.110)$$

Równania aproksymujące zmienność lepkości dynamicznej (10.90) i przewodności cieplnej (10.100) względem temperatury obejmują zakres od 200 K (300 K dla dwutlenku węgla) do 1000 K. Przedstawione równania modelowe uwzględniające wpływ ciśnienia: metoda Reichenberga dla lepkości dynamicznej (10.91) oraz metoda Stiela-Thodosa (10.101) dla przewodności cieplnej charakteryzują się niewielką liczbą wymaganych parametrów dodatkowych, w głównej mierze parametrów krytycznych poszczególnych składników mieszanin. Wyznaczanie własności transportowych układów wieloskładnikowych oparto na metodach Singha-Sooda (10.96), (10.106). Podane zależności empiryczne mają charakter uniwersalny i mogą być stosowane dla szerokiej grupy mieszanin gazowych.

10.4 Woda i para wodna

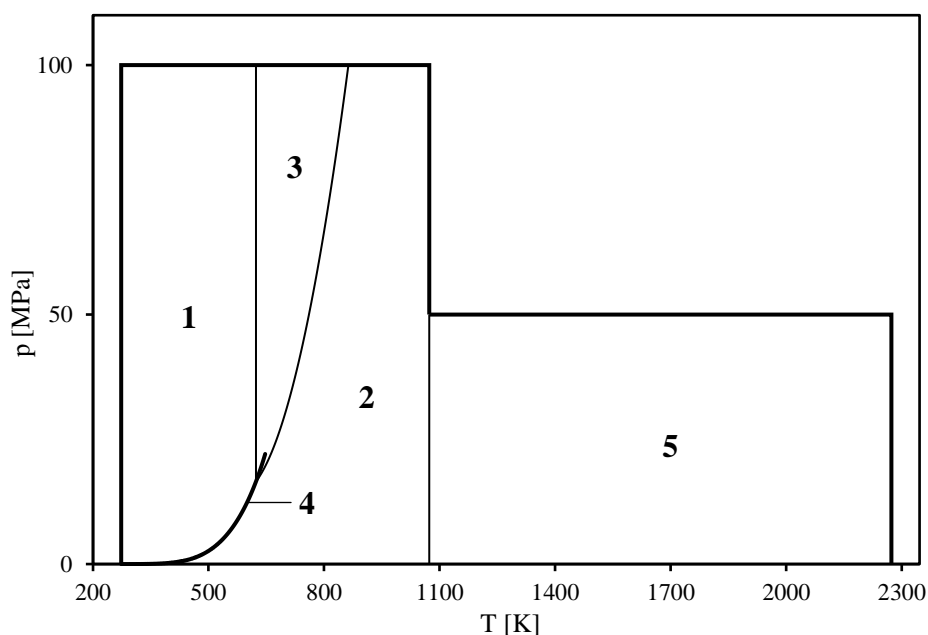
Woda i para wodna są jednym z głównych czynników roboczych zidentyfikowanych w rozważanym układzie gazowo-parowym. Jest to przede wszystkim medium pracujące w obiegu wodno-parowym analizowanej struktury termodynamicznej. Para wodna stanowi również jeden ze związków wchodzących w skład mieszanin rozpoznanych w części gazowej układu: powietrza atmosferycznego i gazów spalinowych. Budowa wiarygodnego modelu matematycznego własności termodynamicznych i transportowych wody i pary wodnej jest zadaniem znacznie bardziej wymagającym w porównaniu do pozostałych rozważanych czynników roboczych układu. Wynika to z istotnie większej intensywności zmian tych parametrów w szerokim przedziale ciśnienia i temperatury, jakie praktycznie mogą występować w rzeczywistych obiegach termodynamicznych [11].

Model matematyczny własności termodynamicznych i transportowych wody i pary wodnej został zaimplementowany na podstawie publikacji Międzynarodowego Stowarzyszenia do Spraw Wody i Pary Wodnej (IAPWS, ang. *International Association for the Properties of Water and Steam*). Pakiet IF-97 wraz z późniejszymi aktualizacjami stanowi obecnie standard obliczeniowy dla zastosowań przemysłowych [159], [160], [161], [162], [163]. Jest on szeroko wykorzystywany praktycznie we wszystkich komercyjnych programach przeznaczonych do modelowania układów termodynamicznych.

Pakiet IF-97 zawiera zestaw równań aproksymujących własności termodynamiczne wody i pary wodnej w zakresie:

- 273.15 – 1073.15 K dla ciśnienia nie wyższego niż 100 MPa,
- 1073.15 – 2273.15 K dla ciśnienia nie wyższego niż 50 MPa.

Cały obszar obliczeniowy został podzielony na pięć podobszarów zgodnie z Rys. 10.1. Każdy z nich charakteryzuje się odrębnym zestawem równań modelowych.



Rysunek 10.1: Podział obszaru obliczeniowego pakietu IF-97 [159].

Równania podstawowe wykorzystują, zależnie od wybranego podobszaru, związki opisujące entalpię swobodną Gibbsa lub energię swobodną Helmholtza w formach bezwymiarowych. Wielkościami wejściowymi dla wskazanych funkcji kanonicznych są odpowiednio: ciśnienie i temperatura lub objętość właściwa i temperatura. Funkcje pochodne (ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu i przy stałej objętości, entalpii i entropii właściwej, objętości właściwej lub ciśnienia) wyznaczone zostały na drodze różniczkowania podanych równań podstawowych – Tab. 10.7.

Pakiet związków uzupełniających stanowi układ termodynamicznie spójny względem wskazanych funkcji kanonicznych. Uzyskane formy analityczne równań dodatkowych wynikają z operacji odwracania równań podstawowych i są podane bezpośrednio z publikacjach powiązanych [160], [161], [162], [163]. W przypadku ich braku obliczenia należy prowadzić na drodze iteracyjnej z wykorzystaniem metod numerycznych. Dla podobszarów 1 – 4 wyznaczanie wszystkich własności termodynamicznych wody i pary wodnej odbywa się w sposób bezpośredni. Dostępne zestawy równań podstawowych

i uzupełniających pozwalają prowadzić obliczenia bez konieczności stosowania algorytmów iteracyjnych. Równania uzupełniające nie są dostępne dla podobszaru 5 – w tym przypadku jedyną drogą obliczeń jest wykorzystanie metod numerycznych.

Tabela 10.7: Zależności pomiędzy wybranymi własnościami termodynamicznymi w oparciu o funkcje kanoniczne podobszarów pakietu IF-97 [11].

Wielkość	Entalpia swobodna Gibbsa	Energia swobodna Helmholtza
funkcja kanoniczna	$g = u + pv - Ts$	$f = u - Ts$
podregiony	1, 2, 5	3
parametry wejściowe	p, T	v, T
objętość właściwa lub ciśnienie	$v = \left(\frac{\partial g}{\partial p}\right)_T$	$p = \left(\frac{\partial f}{\partial v}\right)_T$
ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu	$c_p = -T \left(\frac{\partial^2 g}{\partial T^2}\right)_p$	$c_p = T \left[-\left(\frac{\partial^2 f}{\partial T^2}\right)_v + \frac{\left(\frac{\partial^2 f}{\partial v \partial T}\right)^2}{\left(\frac{\partial^2 f}{\partial v^2}\right)_T} \right]$
ciepło właściwe przy stałej objętości	$c_v = T \left[-\left(\frac{\partial^2 g}{\partial T^2}\right)_p + \frac{\left(\frac{\partial^2 g}{\partial p \partial T}\right)^2}{\left(\frac{\partial^2 g}{\partial p^2}\right)_T} \right]$	$c_v = -T \left(\frac{\partial^2 f}{\partial T^2}\right)_v$
wykładnik izentropy	$\kappa = \frac{\left(\frac{\partial g}{\partial p}\right)_T}{p \left[-\left(\frac{\partial^2 g}{\partial p^2}\right)_T + \frac{\left(\frac{\partial^2 g}{\partial p \partial T}\right)^2}{\left(\frac{\partial^2 g}{\partial T^2}\right)_p} \right]}$	$\kappa = \frac{v \left[-\left(\frac{\partial^2 f}{\partial v^2}\right)_T + \frac{\left(\frac{\partial^2 f}{\partial v \partial T}\right)^2}{\left(\frac{\partial^2 f}{\partial T^2}\right)_v} \right]}{\left(\frac{\partial f}{\partial v}\right)_T}$
entalpia właściwa	$h = g - T \left(\frac{\partial g}{\partial T}\right)_p$	$h = f - v \left(\frac{\partial f}{\partial v}\right)_T - T \left(\frac{\partial f}{\partial T}\right)_v$
entropia właściwa	$s = -\left(\frac{\partial g}{\partial T}\right)_p$	$s = -\left(\frac{\partial f}{\partial T}\right)_v$

Publikacje Międzynarodowego Stowarzyszenia do Spraw Wody i Pary Wodnej obejmują również modele matematyczne własności transportowych wody i pary wodnej, przede wszystkim: lepkości dynamicznej (10.111) [61] i przewodności cieplnej (10.112) [60]. Zależności aproksymujące zmienność wskazanych własności transportowych dostępne są w szerokim przedziale ciśnienia i temperatury, nawet do 1000 MPa i 1173.15 K. Parametrami wejściowymi dla równań modelowych są objętość właściwa i temperatura.

$$\mu(v, T) = \mu_0(T) \cdot \mu_1(v, T) \cdot \mu_2(v, T) \quad (10.111)$$

$$\lambda(v, T) = \lambda_0(T) \cdot \lambda_1(v, T) + \lambda_2(v, T) \quad (10.112)$$

Kolejne składniki w równaniach modelowych lepkości dynamicznej (10.111) i przewodności cieplnej (10.112) odnoszą się do: parametrów czynnika doskonałego (zależność wyłącznie względem temperatury), poprawki uwzględniającej wpływ ciśnienia i rozszerzenia dla obszaru okołokrytycznego.

Dokładność wyników uzyskiwanych przy wykorzystaniu podanych zestawów zależności jest związana z przedziałem ciśnienia i temperatury. Dla wszystkich parametrów termodynamicznych ujętych w pakiecie IF-97 średni błąd względny nie powinien przekraczać 1%, dla wielu obszarów oscyluje on w granicach 0.1%. Wyjątek stanowi rejon okołokrytyczny, w którym dokładność generowanych wyników może być zauważalnie mniejsza. W przypadku lepkości dynamicznej średni błąd względny wynosi od 1% do 3% dla ciśnień nie wyższych niż 100 MPa. W tym samym zakresie parametrów model matematyczny przewodności cieplnej może generować średni błąd względny od 1.5% do 6%.