2. 3350 03

Janusz KOTOWICZ

ANALIZA EFEKTYWNOŚCI WYBRANYCH UKŁADÓW Z TURBINĄ GAZOWĄ



GLIWICE 2003

1.3350 03



Sec. 1. 4

Janusz KOTOWICZ

ANALIZA EFEKTYWNOŚCI WYBRANYCH UKŁADÓW Z TURBINĄ GAZOWĄ

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ GLIWICE 2003

OPINIODAWCY Prof. dr hab. inż. Tadeusz CHMIELNIAK Prof. dr hab. inż. Andrzej MILLER Dr hab. inż. Marek DZIDA

KOLEGIUM REDAKCYJNE

REDAKTOR NACZELNY - Prof. dr hab. inż. Andrzej BUCHACZ REDAKTOR DZIAŁU – Doc. dr hab. inż. Zbigniew RUDNICKI SEKRETARZ REDAKCJI – Mgr Elżbieta LEŚKO

REDAKCJA Mgr Aleksandra KŁOBUSZOWSKA CLARK PRINCIPUL A

REDAKCJA TECHNICZNA Alicja NOWACKA

ZESZYTY NAUKOWE ENERGETYKA z. 138 Nr kol. 1588 PL ISSN 0372-9796

© Copyright by Janusz KOTOWICZ

Sp	is treści
W	YKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ7
1.	CEL I ZAKRES PRACY
2.	PODSTAWY METODOLOGICZNE OCENY EFEKTYWNOŚCI EKONOMICZNEJ BADANYCH UKŁADÓW
3.	AUTONOMICZNA TURBINA GAZOWA. UKŁAD PROSTY I Z REGENERACJĄ24 3.1. Wprowadzenie 24 3.2. Modelowanie własności czynników roboczych 26 3.3. Definicje podstawowych charakterystyk termodynamicznych 27 3.4. Badanie charakterystyk termodynamicznych 31 3.4.1. Sprawność i praca jednostkowa 31 3.4.2. Optymalne stosunki sprężu 33 3.4.3. Komora spalania 36 3.4.4. Założenia i rezultaty obliczeń termodynamicznych 38 3.5. Wpływ niewielkich zmian wybranych wielkości na przebieg charakterystyk termodynamicznych instalacji turbin gazowych i spręż optymalny. 42 3.6. Chłodzenie turbiny gazowej 48 3.6.2. Wpływ chłodzenia na charakterystyki termodynamiczne. 51 3.6.3. Przyjęte dane i wyniki obliczeń 56 3.7. Analiza efektywności ekonomicznej
4.	3.7.2. Koszty produkcji energii elektrycznej
5.	4.5. Optymalne stosunki sprężu

	5.1.2. I metodologia badań
	5.1.3. Analiza rozwiązań i wyników I metodel 1. 103
	5.1.4. II metodologia badań
	5.1.5. Analiza rozwiazać i vezeti (
	5.1.6 Podsumourania 1 Wynikow II metodologii badań
	5.2. []kład z kotem odawi
	5.2.1 Waren ddzyskowym dwuciśnieniowym
	5.2.1. wprowadzenie
	5.2.2. Metodologie badań
	5.2.3. Analiza rozwiązań i wyników
	5.2.4. Podsumowanie
6	ELEKTROWNIE GAZOWO-PAROWE
	6.1. Podstawowe charakterystyki
	6.2. Wpływ struktury elektrowni na obszult
	6.3. Optymalne stosunki growth ha charakterystyki
	6.4. Przykłady apolicy objectu
	65 Podeumoniarity elektywności ekonomicznej
	104 Internet in the second sec
7	184 UWACI KOYOOWD
1.	OWAGI KUNCOWE
	L 1755 + 55-5
	LITERATURA
	STRESZCZENIE

ហ	NDAMENTAL DENOTATIONS7
	AIMS AND SCOPE OF THE INVESTIGATIONS9
	FUNDAMENTALS OF THE ECONOMICAL EFFECTIVENESS OF THE INVESTIGATED SYSTEMS. 13 2.1. Introduction. 13 2.2. Fundamental methods of assessing the effectiveness of installations. 14 2.3. Characteristics of some selected methods of assessing the effectiveness of investments 17
3.	GAS TURBINE INSTALLATIONS. SIMPLE AND REGENERATIVE SYSTEMS24 3.1. Introduction
	 3.3. Definitions of the fundamental thermodynamic characteristics
	3.4.2. Optimal compression ratios
	3.5. The influence of slight changes of some selected quantities on the thermodynamic characteristics of gas turbine installations and optimal compression
	3.7.3. Assumptions and results of economical calculations
4.	GAS TURBINE INSTALLATIONS WITH A WASTE-HEAT BOILER
	4.3. Other criteria in the assessment of the energy effectiveness of the investigated systems
	4.6.2. Exemplary results of calculations

Contents

5	. THE CHOICE OF OPTIMUM PARAMETERS IN THE STEAM PART OF A GAS
	AND-STEAM POWER STATION WITH A SINGLE-PRESSURE AND DOUBLE
	PRESSURE BOILER.
	5.1. A system with single-pressure waste-heat boiler
	5.1.1. Introduction
	5.1.2. First method of investigations
	5.1.3. Analysis of the solutions and results of the first method of impression
	5.1.4. Second method of investigations
	5.1.5. Analysis of the solutions and results of the second method.
	investigations
	5.1.6. Recapitulation
	5.2. A systems with a double-pressure waste-heat holler
	5.2.1. Introduction
	5.2.2. Methods of investigations
	5.2.3. Analysis of the solutions and results
	5.2.4. Racapitulation
6.	GAS-AND-STEAM POWER STATIONS
	6.1. Fundamental characteristics
	6.2. The influence of the power station structure on its abarration its
	6.3. Optimal compression ratios
	6.4. Examples of analyses of the economical effectiveness
	6.5. Recapitulation
7.	FINAL REMARKS
	REFERENCES
	SUMMARY

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

4		wenółczynnik
A •	•	koszt amortyzacii
A_m		czos hudowy
0 ·	-	
B	-	cona (zakunu lub sprzedaży)
C		$\frac{1}{1}$
C_j	-	wspołczyliniki nezowie () frincy
(C _p)	-	Wiasciwa pojenniose elepina przy staryta staryta
CF	-	przepiyw golowki
D, D_j	-	zmienne lokalne (j-1il)
Eel	-	produkcja energi elektrycznej
F	-	powierzchnia
h	-	entalpia właściwa
IRR	-	wewnętrzna stopa zwrotu
J	-	nakłady inwestycyjne
k	-	współczynnik przenikania ciepła, składowa kosziu
K	-	koszt
K_{N}, K_{nF}	2-	współczynnik zmniejszenia mocy i sprawności
L	-	praca jednostkowa, wartość likwidacyjna
m	-	strumień masy
mag	-	stosunek strumieni doprowadzonych do komory spalania: powietrza i paliwa
(m_W)	()-	strumień energii chemicznej paliwa
n	-	okres eksploatacji
NN		moc, moc odniesiona do strumienia spalanego paliwa
7,11		ciśnienie, stopa podatku dochodowego
P.		nodatek dochodowy
I d D		wskaźnik potrzeb własnych
00.		strumień ciepła, strumień ciepła doprowadzony do obiegu
Q, Qd		stopa dyskonta, stopień regeneracji
r,r _R	-	stosunek strumienia: pary i paliwa
5 6.		przychody ze sprzedaży ciepła i energii elektrycznej
Sc, Sel	•	temperatura (78)
I, I 11/	-	noiemność cienina
W	-	pojeninose elepina
Wd	-	wartość opatowa wartość wabości pary, stopień zawilżenia powietrza
X	-	stopien suchosci pary, stopien zavindenne p
Y	-	zmienna pomocinicza
Ζρ	-	roczna stopa obsługi kapitału mwestycyjnego
α	-	stosunek strumienia ciepia do mocy ciekti jezitej
α_j	-	względny strumien powietrza
β	-	stosunek ciśnien
y, y	-	względny strumień powietrza odniesiony do strumienia. na wroste za
		sprężarki, na włocie do komory spalalita
Δ	-	przyrost
č,	-	współczynniki strat ciśnienia (1=1)
n	-	sprawność
2		stosunek nadmiaru powietrza
0	-	zdyskontowana roczna stopa amortyzacji
σ		sumaryczna miara strat ciśnienia
T	-	CZAS
114		wskaźnik pracy efektywnej instalacji turbiny gazowej

Indeksy górne:

- 8 -

2	-	dotvozy outonou i i i i i
d		Wartość dopuszczelu
il		detues dopuszczalna
.,.,.		niskoprężnego
9, K	-	wartość obliczeniowa początkowa i kończaw
pt	-	wielkość optymalna
t	-	stechiometryczny
-)	1.1	wartość uśredniona
-)	-	wielkość odniesiona (względna)
)	-	wartość chwilowa
9	-	wielkość przy optymalnej części parowej, wartość dla straty wylotowej równej

Indeksy dolne:

0,1,	2 -	charakterystyczne nunkty układu
а	-	dotyczy powietrzą lub snalin
С	-	ciepło
С	-	chwilowa brutto
ch	-	chłodzenia (chłodzacy)
е	-	efektywna
el	-	elektryczna, generacja energij elektryczna
F	-	dotyczy kosztów naliwa
8	-	generator
<i>g-p</i>	-	dotyczy układu gazowo-parowago
gr	-	wartość graniczna
i	-	termiczna, wewnetrzna
K	-	sprężarka
KO	-	kocioł odzyskowy
KS	-	komora spalania
m	-	mechaniczna
n	•	nasycenia
NP	-	dotyczy kosztów pozapaliwowych
0	-	dotyczy parametrów odniesienia kosztów obeluci
р	-	paliwo
pp	-	przewężenie temperaturowe (pinch point)
r	-	dotyczy remontów, roku
R	-	rekuperator
S	-	dotyczy pary lub wody, izentropowa
1	-	czas
T	-	turbina gazowa
IG	-	instalacja turbiny gazowej
ΤP	-	turbozespół parowy
u	-	uszczelnienie
W, WC	-	wymiana ciepła (wymiennik ciepła)
WZ	-	woda zasilająca

1. CEL I ZAKRES PRACY

Układy turbin gazowych instaluje się obecnie zarówno w energetyce, jak i w różnych gałęziach przemysłu oraz transportu. W układach wytwarzania energii elektrycznej i ciepła od początku lat dziewięćdziesiątych moc instalowanych turbin gazowych przekracza 25 tys. MW rocznie [42]. Dlatego też od wielu lat w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej prowadzi się badania nad różnymi układami z turbinami gazowymi. W szczególności dotyczy to:

a) autonomicznych instalacji turbin gazowych (układ prosty i z regeneracją), np. [42],

b) instalacji turbin gazowych z kotłem odzyskowym, np. [15],

c) elektrowni gazowo-parowych, np. [37, 76],

elektrociepłowni gazowo-parowych, np. [22, 61], d)

układów kombinowanych dwupaliwowych, np. [32, 34, 35, 36], e)

- f) układów zintegrowanych ze zgazowaniem węgla, np. [19, 40],
- g) układów z ciśnieniowym spalaniem węgla w kotłach fluidalnych, np. [23, 59, 75].

Wymienione układy, aby wyszły poza obręb instalacji doświadczalnych, muszą być efektywne i to zarówno z termodynamicznego, jak i ekonomicznego punktu widzenia. Stąd wynika konieczność opracowywania metodologii i algorytmów oraz programów do analizy ich efektywności.

Rozważania przedstawione w niniejszej pracy dotyczą wyłącznie pierwszych trzech wyżej wymienionych instalacji.

Główne cele, jakie starano się osiągnąć podejmując problematykę analizy efektywności różnych instalacji wyposażonych w turbinę gazową, można sformułować następująco:

- opracowanie własnych metodologii i algorytmów postępowania w celu wyznaczenia charakterystyk termodynamicznych i ekonomicznych badanych instalacji,
- badania analityczne i numeryczne wpływu wybranych wielkości i struktury układu na przebieg tych charakterystyk,
- analityczny i numeryczny dobór optymalnych ze względu na wybraną charakterystykę parametrów pracy badanych układów,
- opracowanie własnych programów obliczeniowych do analizy termodynamicznej i ekonomicznej rozpatrywanych układów.

Cechą znamienną pracy jest to, że charakterystyki termodynamiczne i ekonomiczne rozpatrywanych instalacji w większości przypadków określono w funkcji stosunku ciśnienia w sprężarce instalacji turbiny gazowej przy zadanej temperaturze spalin na wylocie z komory spalania.

Wszystkie przedstawione w pracy wyniki uzyskano z autorskich programów komputerowych, posiłkując się jedynie nie własnymi procedurami: do wyznaczenia właściwości pary i wody (rozdział 3.2) oraz optymalizacji funkcji wielu zmiennych (rozdział 5.2.3). Prezentowane zagadnienia, metodologie i algorytmy opracowywane i doskonalone były przez wiele lat. Praca powstała w wyniku zebrania i scalenia, ale także istotnego uzupełnienia i uogólnienia wielu wcześniejszych własnych wyników i opracowań. Rezultaty badań termodynamicznych zostały w znacznej części opublikowane [4,18,20,21,23,24,27,29,30,31,60+65]. Wszystkie przedstawione tutaj analizy i obliczenia ekonomiczne były publikowane [25,26,33,64+72].

W niniejszym opracowaniu przedstawiono również rezultaty i analizy, które nie były publikowane. Dotyczą one w głównej mierze wpływu chłodzenia turbiny gazowej na przebieg charakterystyk termodynamicznych badanych instalacji oraz częściowo obliczeń związanych z elektrownią gazowo-parową z kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym.

W rozdziale drugim pracy przedstawiono podstawy efektywności ekonomicznej badanych układów. Podano w nim podstawowe metody oceny efektywności inwestycji. Scharakteryzowano wybrane z nich, w szczególności metody wartości zaktualizowanej netto i wewnętrznej stopy zwrotu, metodę okresów zwrotu i progu rentowności.

Przedmiotem rozważań prowadzonych w rozdziale trzecim jest autonomiczna turbina gazowa pracująca zarówno w układzie prostym, jak i z regeneracją. Zdefiniowano i wyznaczono tutaj w postaci wzorów i wykresów charakterystyki termodynamiczne, w tym głównie sprawności i pracy jednostkowej oraz stosunku strumienia powietrza do strumienia paliwa doprowadzonego do komory spalania. Wielkości te mają duże znaczenie dla analiz prowadzonych we wszystkich następnych rozdziałach pracy. Przeprowadzono również analizy i obliczenia optymalnych, ze względu na różne kryteria, stosunków sprężu:

 $L_{eTG}(L_{iTG}) \rightarrow max, \quad \eta_{elTG}(\eta_{iTG}) \rightarrow max, \quad K_{el} \rightarrow min$ (1.1)

Ważnym uzupełnieniem dotychczas wymienionych zagadnień jest badanie wpływu niewielkich zmian wybranych wielkości na przebieg charakterystyk termodynamicznych i spręż optymalny. Wyznaczone w tym zakresie wykresy oraz wyprowadzone zależności analityczne (szczególnie dla układu turbiny z regeneracją) stanowić mogą ważne uzupełnienie informacji podawanych w literaturze przedmiotu. Wiele uwagi w tym rozdziale poświęcono chłodzeniu turbiny gazowej, konieczne do tego było wyznaczenie niezbędnych zależności i opracowanie algorytmu obliczeń. Analizowano wpływ ilości powietrza użytego do chłodzenia oraz struktury układu chłodzenia na przebieg charakterystyk termodynamicznych. Przedstawiono sposób wyznaczania i podano wyniki obliczeń kosztu wytwarzania energii elektrycznej i jego składowe w badanych układach, w tym również jako funkcję stosunku ciśnień i temperatury na wylocie z komory spalania.

W rozdziale czwartym skupiono uwagę na układzie, w skład którego wchodzi turbina gazowa (zarówno bez, jak i z regeneracją) i kocioł odzyskowy. Zaproponowano i obliczono współczynniki pozwalające określić zmiany charakterystyk sprawności i pracy jednostkowej oraz innych wielkości termodynamicznych w stosunku do instalacji turbiny pracującej autonomicznie. Wprowadzono dodatkowe miary oceny efektywności energetycznej dla badanych tutaj układów: sprawności cząstkowe i całkowitą, wskaźnik oszczędności energii chemicznej paliwa, wskaźnik będący stosunkiem strumienia ciepła do wielkości mocy. Ostatnią wielkość analizowano szczegółowo. Wyprowadzono stosowne zależności i obliczono ze względu na wymienione dodatkowe miary optymalny spręż w instalacji turbiny. Uzupełnieniem analiz termodynamicznych są analizy ekonomiczne. W tym zakresie szczególną uwagę skupiono na opracowanej metodologii określenia dopuszczalnej ceny zakupu paliwa gazowego dla badanych układów. Rozważano również i obliczano inne mierniki oceny efektywności ekonomicznej.

Rozdział piąty poświęcono dobraniu optymalnych parametrów w części parowej elektrowni gazowo-parowej z kołem jednociśnieniowym i dwuciśnieniowym. Jako kryterium doboru wybrano

$$\eta_{elTP} \to \max$$
 (1.2)

Analizę powyższego rozdzielono na badanie sprawności termicznej obiegu parowego i kotła. Zaproponowano i szczegółowo opracowano dwie metodologie badań. Wiele uwagi zwrócono na sformułowanie założeń i warunków, jakie muszą spełniać parametry w charakterystycznych punktach obiegu. Przedstawiono szczegółową analizę rozwiązań i wyników pierwszej i drugiej metodologii badań dla obydwu rozpatrywanych układów. Uzyskane rezultaty badań z obu metodologii porównano ze sobą. W przypadku układu z kotłem dwuciśnieniowym rozpatrywano dwie różne struktury rozmieszczenia powierzchni ogrzewalnych w kotle, otrzymane wyniki odniesiono również do układu jednociśnieniowego. Dodatkowo dla elektrowni gazowo-parowej z kotłem jednociśnieniowym wykonano analizę wpływu minimalnej różnicy temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami i wodą na parametry optymalne w części parowej.

Przedmiotem rozważań prowadzonych w rozdziale szóstym są elektrownie gazowoparowe. Wyznaczono w nim charakterystyki badanych układów przy optymalnej części parowej, głównie:

- 11 -

$$\eta_{elg-p}^{*} = \eta_{elg-p} \left(\eta_{elTP}, N_{elTP}, N_{elTP}' = max \right) = f(t_{3a}, \beta_{K})$$
(1.3)

Opracowano różne metodologie określania tych charakterystyk. Badania przy użyciu własnych programów komputerowych prowadzono dla elektrowni o różnych strukturach, zarówno z kotłem odzyskowym jednociśnieniowym, jak i dwuciśnieniowym (z przegrzewem międzystopniowym i bez niego) oraz z kotłem trójciśnieniowym z przegrzewem międzystopniowym. Dla wymienionych układów wyznaczono maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej i odpowiadający jej spręż w funkcji temperatury na wylocie z komory spalania. Analizowano wpływ przyjęcia struktury chłodzenia oraz ilości powietrza użytego do chłodzenia na sprawność i spręż optymalny w układzie z kotłem jednociśnieniowym. Określono wpływ wybranych parametrów na przebieg wyznaczanych charakterystyk. Podano przykłady analizy efektywności ekonomicznej badanych układów, w szczególności przedstawiono metodologię określenia minimalnej ceny sprzedaży energii elektrycznej i jej składników.

- 12 -

2. PODSTAWY METODOLOGICZNE OCENY EFEKTYWNOŚCI EKONOMICZNEJ BADANYCH UKŁADÓW

2.1. Wprowadzenie

W gospodarce rynkowej powszechnie uznaje się, że najlepszym kryterium działalności gospodarczej na szczeblu mikroekonomicznym jest zysk. Głównym warunkiem zapewnienia pozycji oraz ekspansji rynkowej przedsiębiorstwa, w tym również energetycznego, jest nie tylko sprawność bieżącego zarządzania, lecz również podejmowanie optymalnych decyzji dotyczących rozwoju i sposobu jego finansowania. Rozwój przedsjebiorstwa dokonuje sie zasadniczo poprzez realizacie określonych przedsiewzjeć inwestycyjnych. Za opłacalne uznaje sie to przedsiewziecie inwestycyjne, które gwarantuje osiągnięcie zysku, natomiast wybór najbardziej efektywnego wariantu polega na maksymalizacji zysku osjaganego z zaangażowanego kapitału. Każda decyzja inwestycyjna dotyczy przyszłości i jest obarczona ryzykiem. Czynnik ryzyka jest nierozłącznie związany z działalnościa gospodarcza. Niejednokrotnie przedsięwzięcia charakteryzujące się wyższym od innych poziomem spodziewanego zysku są równocześnie obarczone większym ryzykiem. Wynika to stąd, że poszczególne warianty działań charakteryzujące się zróżnicowanym poziomem spodziewanego zysku cechują się równocześnie innym prawdopodobieństwem jego osiągniecia [45]. Wycena wartości inwestycji musi zatem uwzglednić nie tylko oczekiwane przyszłe strumienie (przepływy) finansowe, lecz także ryzyko. Jest ono uwzględnione między innymi poprzez ustalenie odpowiedniego poziomu oczekiwanej stopy zwrotu zainwestowanego kapitału. Im większe jest ryzyko inwestycyjne, tym wyższa jest wymagana przez inwestora stopa zwrotu. Różnica pomiędzy stopa uwzględniająca ryzyko inwestycyjne a stopa dla inwestycji wolnej od ryzyka jest premią za ryzyko inwestowania. W takim wypadku wymagana przez inwestora stopa zwrotu musi uwzględniać [9, 57]:

- ryzyko związane z nakładem inwestycyjnym (zależne również od struktury finansowania inwestycji),
- czas zaangażowania kapitału,
- przewidywaną stopę inflacji.

Zgodnie z tradycyjnym podejściem, stopa dyskontowa stosowana do wyceny inwestycji nie może być niższa niż koszt alternatywnego zastosowania kapitału (ang. opportunity cost) [83]. Szczególną alternatywą jest inwestycja wolna od ryzyka, którą stanowią bony skarbowe i obligacje rządowe.

Zasady rachunkowości dotyczą sprawozdań finansowych obrazujących przeszłość.

Przy sporządzaniu sprawozdań (bilansu i rachunku wyników) nie występuje więc niepewność i ryzyko charakterystyczne dla decyzji inwestycyjnych dotyczących przyszłości.

Czynnik czasu wiąże się rozłożeniem nakładów ponoszonych na realizację określonych projektów inwestycyjnych i osiąganych dzięki nim zysków (strumieni pieniężnych w przyszłości). Zarówno jednakowe nakłady, jak i jednakowe korzyści nie są tak samo cenne przy różnym czasie ich wystąpienia. Dlatego też, aby umożliwić ich bezpośrednią porównywalność, wykorzystujemy tzw. rachunek dyskonta [79, 97, 102].

Wyznaczenie odpowiednich kryteriów oceny przedsięwzięć oraz zastosowanie właściwych metod rachunku opłacalności przy podejmowaniu decyzji inwestycyjnych pozwala wytyczyć prawidłowe kierunki rozwoju przedsiębiorstwa, również energetycznego, gwarantując maksymalizację jego wartości [97].

Koniecznym warunkiem właściwego funkcjonowania rachunku ekonomicznego jest istnienie w gospodarce przejrzystych uregulowań prawnych dotyczących wszystkich przedsiębiorstw, w tym również energetycznych. W związku z dostosowaniem polskiego ustawodawstwa do prawa Unii Europejskiej, przeprowadzono szereg zmian uregulowań prawnych. Charakterystyczne dla firm energetycznych dotyczą głównie: prawa energetycznego, zasad kształtowania i regulacji taryf oraz zasad rozliczeń w obrocie energią elektryczną, ciepłem, jak również paliwami gazowymi, obowiązku zakupu energii elektrycznej i (lub) ciepła ze źródeł niekonwencjonalnych i odnawialnych, obowiązku zakupu energii elektrycznej wytwarzanej w skojarzeniu z ciepłem, świadczenia usług przesyłowych, ruchu sieciowego i eksploatacji sieci. Wymienione wyżej ustawy lub rozporządzenia zebrano w tablicy 2.1, poz. 1÷7. Wiele zmian przeprowadzono również w prawodawstwie związanym z finansową stroną działalności przedsiębiorstw w szczególności związanych z rachunkowością i podatkami: dochodowym od osób fizycznych, dochodowym od osób prawnych, od towarów i usług oraz akcyzowym. Zestawiono je w tablicy 2.1, poz. 8÷11.

2.2. Podstawowe metody oceny efektywności inwestycji

W analizie ekonomicznej opłacalności i organizacji procesu inwestycyjnego stosuje się różne metody i mierniki. Zasadniczo wyróżnić tutaj można:

- metody uwzględniające dynamikę ponoszonych nakładów i wpływów powstałych w wyniku inwestycji,
- metody statyczne oceny inwestycji,
- metody badania ekspozycji na ryzyko,
- mierniki oceny krótkookresowej.

Tablica 2.1

Wykaz aktów prawnych pomocnych przy przeprowadzeniu rachunku ekonomicznego firm

	energetycznych
Lp.	Ustawa lub rozporządzenie
1.	Ustawa Prawo energetyczne z komentarzem Dyrektora Biura Prawnego URE. Urząd Regulacji Energetyki – Biblioteka Regulatora, 22.04.2002 (www.ure.gov.pl).
2.	Rozporządzenie Ministra Gospodarki w sprawie szczegółowych zasad kształtowania i regulacji taryf oraz zasad rozliczeń w obrocie energia elektryczną Dz.U. z 2001 r., nr 1, poz. 7.
3.	Rozporządzenie Ministra Gospodarki w sprawie szczegółowych zasad i kalkulacji taryf oraz zasad rozliczeń w obrocie ciepłem. Dz. U. z 2001 r., nr 96, poz. 1053.
4.	Rozporządzenie Ministra Gospodarki w sprawie szczegółowych zasad kształtowania i regulacji taryf oraz zasad rozliczeń w obrocie paliwami gazowymi. Dz.U. nr 1, poz. 8, ostatnie zmiany Dz. U. z 2001 r., nr 34, poz. 407.
5.	Rozporządzenie Ministra Gospodarki w sprawie szczegółowych warunków przyłączenia podmiotów do sieci elektroenergetycznych, obrotu energią elektryczną, świadczenia usług przesyłowych, ruchu sieciowego i eksploatacji sieci oraz standardów jakościowych obsługi odbiorców Dz. U. z 2000 r., nr 85, poz. 957.
6.	Rozporządzenie Ministra Gospodarki w sprawie szczegółowych warunków przyłączenia podmiotów do sieci ciepłowniczych, obrotu ciepłem, świadczenia usług przesyłowych, ruchu sieciowego i eksploatacji sieci oraz standardów jakościowych obsługi odbiorców Dz. U. z 2000 r., nr 72, poz. 845.
7.	Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 24 sierpnia 2000 r. w sprawie szczegółowych warunków przyłączenia podmiotów do sieci gazowych, obrotu paliwami gazowymi, świadczenia usług przesyłowych, ruchu sieciowego i eksploatacji sieci gazowych oraz standardów jakościowych obsługi odbiorców Dz. U. z 2000 r., nr 77, poz. 877.
8.	Ustawa z dnia 29 września 1994 r. o rachunkowości. Dz. U. z 1994 r., nr 121, poz. 591; ostatnie zmiany Dz. U. z 2002 r., nr 253,
9.	Ustawa z dnia 15 lutego 1992 r. o podatku dochodowym od osób prawnych. Dz. U. z 1994 r., nr 21, poz. 86, ostatnie zmiany Dz. U. z 2002 r., nr 25, poz. 253
10.	Ustawa z dnia 26 lipca 1991 r. o podatku dochodowym od osób fizycznych. Dz. U. z 1991 r., nr 80, poz. 350, ostatnie zmiany Dz. U. z 2002 r., nr 25, poz. 253
11.	Ustawa z dnia 8 stycznia 1993 r. o podatku od towarów i usług oraz o podatku akcyzowym. Dz. U. z 1993 r., nr 11, poz. 50, ostatnie zmiany Dz. U. z 2002 r., nr 19, poz. 185 oraz nr 41, poz. 365.

Do metod dynamicznych (złożonych) należą:

- wartość zaktualizowana netto, zwana również wartością zdyskontowana netto lub wartością bieżącą netto NPV (Net Present Value),
- 2) wskaźnik wartości zaktualizowanej netto NPVR (Net Present Value Ratio),
- 3) wewnętrzna stopa zwrotu IRR (Internal Rate of Return),
- zmodyfikowana wewnętrzna stopa zwrotu MIRR (Modyfied Internal Rate of Return),
- 5) zdyskontowany okres zwrotu nakładów DPBT (Discounted Pay Back Time),
- 6) wskaźnik rentowności PI (Profitability Index).

Pierwsze pięć nazywane są również syntetycznymi kryteriami oceny projektów inwestycyjnych lub miernikami długookresowej efektywności inwestycji.

- Do metod statycznych oceny inwestycji zaliczamy:
- 1) prosty okres zwrotu SPBT (Simple Pay Back Time),
- proste stopy zwrotu SRR (Simple Rate of Return) jej odmiany np. księgowa stopa zwrotu ARR (Accounting Rate of Return) i stopa zwrotu z inwestycji ROI (Return on Investment).

Istnieją mierniki, które mogą być wyznaczone przy wykorzystaniu wielkości statycznych i dynamicznych, do nich zaliczyć możemy próg rentowności BEP (Break Even Point).

Badanie inwestycji na ryzyko prowadzone może być przy wykorzystaniu metod:

analizy wrażliwości,

• symulacyjnych (w tym w szczególności metody Monte Carlo),

• scenariuszowych,

• drzewa decyzji.

Mierniki oceny krótkookresowej wynikają w głównej mierze z badania płynności finansowej i zaliczamy do nich przede wszystkim:

- mierniki ryzyka kapitałowego,
- mierniki oceny zdolności do spłaty kredytów inwestycyjnych,
- mierniki płynności,
- mierniki rentowności.

Podstawą wykorzystania rachunku ekonomicznego w ocenie zamierzeń rozwojowych przedsiębiorstwa energetycznego szeroko rozumianego (może być nim: elektrownia, elektrociepłownia czy też spółka gazownicza) jest określenie kryterium tego rachunku, a więc takiej wielkości, której optymalizacja pozwoliłaby na ocenę rozpatrywanych wariantów działania [54, 79, 99, 104].

2.3. Charakterystyka wybranych metod oceny efektywności inwestycyjnej

Prosty okres zwrotu SPBT i proste stopy zwrotu SRR

Analizę opłacalności procesu inwestycyjnego zazwyczaj rozpoczyna się wykorzystując proste (statyczne) metody oceny finansowej. Metody te zasadniczo moga służyć wyłącznie do wstępnej selekcji projektów inwestycyjnych i są stosowane głównie na etapie studium możliwości lub studiów przedrealizacyjnych. Okres zwrotu definiujemy jako czas (najczęściej wyrażany w latach) potrzebny do odzyskania poniesionych nakładów inwestycyjnych. Nakłady te w okresie zwrotu muszą więc być zrównoważone przez zysk netto oraz amortyzację i odsetki (w przypadku gdy źródłem finansowania części nakładów jest kredyt bankowy) obliczone dla kolejnych lat funkcjonowania przedsiewziecia. Najważniejsze mankamenty tego miernika to nieuwzględnienie zmian wartości pieniądza w czasie i nieuwzględnienie efektów poza horyzontem wyznaczonego okresu zwrotu. Kierując się minimalizacją wartości SPBT możemy dokonać wyboru spośród rozpatrywanej grupy projektów inwestycyjnych takiego, który zapewnia najszybsze odzyskanie poniesionych nakładów. Jeżeli oceniamy pojedynczy projekt, to uznamy go za atrakcyjny, jeżeli charakteryzuje go okres zwrotu krótszy od dopuszczalnego (zazwyczaj określonego na podstawie doświadczeń z podobnymi przedsięwzięciami). W ten sposób metoda kładzie główny nacisk na szybki zwrot nakładów, nie informując o ich rentowności (efektywności), ale jedynie o ich płynności. Preferowane więc są inwestycje dające duże efekty, skoncentrowane w początkowym okresie jego funkcjonowania.

Takie podejście może być uzasadnione przy mało stabilnej gospodarce, w której projekcja przyszłych warunków działania jest trudna i w dużym stopniu niepewna. W stabilnych warunkach gospodarowania może natomiast prowadzić przy uwzględnieniu stosownie długiego horyzontu czasowego do wyboru mniej efektywnego (rentownego) projektu inwestycyjnego, ze szkodą dla wartości firmy.

W żadnym wypadku metoda okresu zwrotu nie powinna być stosowana jako jedyne narzędzie decyzji inwestycyjnych, wykorzystywana musi być łącznie z innymi metodami rachunku ekonomicznego.

Analizę wstępną projektów inwestycyjnych przeprowadza się również wykorzystując mierniki prostej stopy zwrotu (zysku) występujące w licznych odmianach. Stopy zwrotu nakładów inwestycyjnych stanowią relacje (stosunek) dochodów (zysk brutto, zysk netto, zysk netto + odsetki, zysk netto + odsetki + amortyzacja) do nakładów inwestycyjnych (całkowitych lub własnych). Wszystkie odmiany wymienionych dochodów bazują na wielkościach rocznych, przy czym zakłada się, że wielkości te powinny pochodzić z typowego roku funkcjonowania przedsięwzięcia. W praktyce wybór takiego roku może

nastręczać trudności, w tym wypadku wyznaczamy przeciętne proste stopy zwrotu (zysku) wykorzystując do tego średnioroczne dochody. Istotną zaletą tak wyznaczonych stóp zwrotu jest to, że w sposób pośredni uwzględniają one cały okres działalności badanych przedsięwzięć inwestycyjnych. Jedynie w sposób uproszczony mierniki prostej stopy zwrotu pozwalają badać efektywność wybranego projektu lub też spośród grupy wybrać projekt o największej efektywności. W drugim przypadku wybieramy projekt cechujący się maksymalną stopą zwrotu, w pierwszym wyznaczoną stopę zwrotu porównujemy do stopy granicznej wyznaczonej na podstawie stopy rynkowej lub wyrażającej koszt kapitału firmy. Podobnie jak prosty okres zwrotu, tak i proste stopy zwrotu spełniać mogą rolę jedynie narzędzi pomocniczych w ocenie projektów inwestycyjnych.

Wartość zaktualizowana netto NPV

Metoda wartości zaktualizowanej netto pozwala określić aktualną (bieżącą) wartość przychodów i wydatków pieniężnych związanych z realizacją ocenianego przedsięwzięcia inwestycyjnego. NPV określa się jako sumę zdyskontowanych oddzielnie dla każdego roku (strumieni) przepływów pieniężnych netto, zrealizowanych w całym okresie objętym rachunkiem, przy znanym poziomie stopy dyskontowej.

Konstruując zestawienie przepływów pieniężnych na potrzeby oceny efektywności inwestycji należy kierować się następującymi zasadami:

- Wartość projektu zależy od przyszłych przepływów pieniężnych; strumienie pieniężne generowane w przyszłości są bez znaczenia dla aktualnej wartości projektu.
- 2. Istotne są tylko przepływy pieniężne ściśle związane z inwestycją (w literaturze anglojęzycznej przepływy te określa się mianem incremental cash flow). Jeżeli zatem firma poniosła określone wydatki w przeszłości, ale wydatki te poniesione zostały przed podjęciem decyzji o realizacji projektu inwestycyjnego, to nie powinny być one uwzględnione w rachunku opłacalności projektu inwestycyjnego. W przypadku oceny projektu inwestycyjnego dla istniejącego przedsiębiorstwa nie należy wykorzystywać prognoz strumieni operacyjnych dla całego przedsiębiorstwa. Istotne są wyłącznie zmiany strumieni wynikające z realizacji konkretnego projektu inwestycyjnego.
- Przepływy pieniężne na potrzeby badania inwestycji obejmują na ogół nakłady inwestycyjne oraz skorygowane przepływy operacyjne (tzw. free operating cash flow) i różnią się od przepływów pieniężnych kalkulowanych na potrzeby badania płynności finansowej [8, 99, 112].
- 4. W ostatnim okresie w ramach horyzontu analizy powinno uwzględniać się tzw. wartość likwidacyjną projektu. Wszystkie elementy majątku, które dadzą się zamienić na gotówkę, powinny być przedstawione w ostatnim okresie w ramach horyzontu prognozy

w postaci ekwiwalentu gotówkowego. Na ogół przyjmuje się założenie, że sprzedaż tego majątku następuje w drodze likwidacji, a więc uzyskane ceny nie są zbyt wysokie.

- 19 -

Wartość NPV wyraża więc, zaktualizowaną na moment dokonywania oceny, wielkość korzyści, jaką rozpatrywana inwestycja może przynieść przedsiębiorstwu. Badana inwestycja jest opłacalna, jeżeli: NPV>0. Dodatnia wartość NPV oznacza bowiem, że stopa zwrotu tego przedsięwzięcia jest większa od stopy granicznej określonej poprzez przyjętą do rachunku stopę dyskonta. Dlatego też każda inwestycja charakteryzująca się NPV większym od zera może być zrealizowana, gdyż przyniesie przedsiębiorstwu określone korzyści finansowe, a tym samym zwiększy jego wartość. Minusowa wartość NPV świadczy z kolei o niższej od granicznej stopie rentowności przedsięwzięcia. Realizacja inwestycji w tym wypadku jest nieopłacalna z punktu widzenia interesów firmy. Wartość NPV uzależniona jest zarówno od wielkości i rozłożenia w czasie przepływów pieniężnych netto, jak i przyjętej do obliczeń stopy dyskonta. Zwiększenie wartości wspomnianej stopy procentowej prowadzi do zmniejszenia wartości przepływów pieniężnych w kolejnych latach okresu obliczeniowego. Jeżeli badaną inwestycję cechują ujemne przepływy pieniężne w pierwszych latach tego okresu (czas budowy) i dodatnie w następnych latach, to w konsekwencji wielkość *NPV* ulega obniżeniu.

Przy wysokich stopach dyskonta o wielkości *NPV* projektu inwestycji decydują w największym stopniu początkowe lata eksploatacji oraz poniesiony nakład inwestycyjny. Jednostkowe nakłady inwestycyjne w energetyce rosną wraz ze wzrostem sprawności elektrowni i elektrociepłowni, dzieje się tak na skutek wprowadzenia w nich coraz bardziej zaawansowanych (kosztowniejszych) rozwiązań technologicznych. W takim wypadku wysokie stopy dyskonta mogą kierować zainteresowanie inwestorów w stronę rozwiązań tanich inwestycyjnie, tym samym mniej sprawnych i z reguły przestarzałych.

Związki pomiędzy omawianymi wielkościami pokazują, że określenie wartości stopy dyskonta ma duże znaczenie dla racjonalności wyników rachunku ekonomicznego. Wartość stopy procentowej musi więc być określona z należytą starannością, z uwzględnieniem sytuacji makroekonomicznej państwa i jego polityki finansowej. Przy tak ustalonej stopie dyskonta dodatnia wartość bieżąca netto świadczy o opłacalności realizacji inwestycji.

Wyznaczoną wartość *NPV* możemy wykorzystać do określenia najbardziej efektywnego ekonomicznie wariantu inwestycyjnego. Możemy to robić tylko wtedy, gdy porównywane przedsięwzięcia rozwojowe charakteryzują takie same (lub bardzo zbliżone), co do wartości i rozłożenia w czasie nakłady kapitałowe i okresy obliczeniowe. W tym wypadku najbardziej opłacalne jest przedsięwzięcie charakteryzujące się największą wartością zaktualizowaną netto:

Zwrócić należy jednak uwagę, że przy wykorzystaniu wartości bieżącej netto istotny wpływ na wybór najbardziej efektywnego wariantu może mieć przyjęta do obliczeń wartość stopy dyskontowej. W rzeczywistości może bowiem wystąpić sytuacja, że kolejność rozpatrywanych przedsięwzięć rozwojowych wyznaczona według *NPV* zmienia się wraz ze zmianą poziomu stopy procentowej i za najbardziej efektywne uznamy inne niż poprzednio przedsięwzięcie.

W przypadku gdy rozpatrywane przedsięwzięcia inwestycyjne wymagają różnych (co do wartości lub czasu) nakładów kapitałowych, wartość *NPV* nie może być czynnikiem rozstrzygającym o wyborze najkorzystniejszego wariantu, gdyż nie wyraża dostatecznie precyzyjnie różnic w poziomie alternatywnych sposobów wykorzystania kapitału. W takim przypadku zaleca się stosowanie wskaźnika wartości bieżącej netto *NPVR*. Wskaźnik ten jest relacją *NPV* i wartości obecnej (zaktualizowanej) wymaganego nakładu inwestycyjnego (present value of the investment), w istocie określa, jak duże nakłady inwestycyjne są niezbędne do osiągnięcia określonej wartości *NPV* lub inaczej mówiąc, przedstawia wartość bieżącą zysku, jaką przyniesie jednostka zainwestowanego w dane przedsięwzięcie kapitału. Klasyfikację przedsięwzięć inwestycyjnych w takich przypadkach prowadzimy wg wartości wskaźnika *NPVR*. Najefektywniejsza będzie więc inwestycja charakteryzująca się najwyższym wskaźnikiem wartości zaktualizowanej netto:

$NPVR \Rightarrow \max$

(2.2)

Wewnętrzna stopa zwrotu IRR oraz zmodyfikowana stopa zwrotu MIRR

Metoda wewnętrznej stopy zwrotu polega na wyznaczeniu takiej stopy dyskontowej, dla której suma zaktualizowanych strumieni netto jest równa 0 (tj. NPV = 0), lub inaczej, suma zaktualizowanych przychodów jest równa sumie zaktualizowanych wydatków. *IRR* pokazuje bezpośrednio stopę rentowności badanych przedsięwzięć (projektów inwestycyjnych). Inwestycja jest opłacalna, gdy wewnętrzna stopa zwrotu jest wyższa od stopy granicznej, będącej najniższą możliwą do zaakceptowania przez inwestora stopą rentowności, co można zapisać:

IRR > r (2.3)

Wewnętrzna stopa zwrotu może być również miarą ryzyka projektu inwestycyjnego. Wraz ze wzrostem dodatniej różnicy pomiędzy *IRR* a stopą dyskonta rośnie opłacalność inwestycji i zmniejsza się jej ryzyko.

Ocena efektywności ekonomicznej wybranego projektu inwestycyjnego przeprowadzona przy wykorzystaniu metody *IRR* pokrywa się z oceną opartą na *NPV*, pod warunkiem, że stopa procentowa stanowiąca podstawę dyskonta przy obliczaniu *NPV* stanowi równocześnie stopę graniczną, do której porównujemy *IRR*.

Przy założeniu, że wyznaczona wartość bieżąca netto danego przedsięwzięcia jest większa od zera przy określonej stopie dyskonta, wewnętrzna stopa zwrotu tego przedsięwzięcia jest wyższa od wspomnianej stopy dyskonta. W tym wypadku obydwie metody wskazują na opłacalność realizacji projektu inwestycyjnego. W większości ocen projektów inwestycyjnych obydwa kryteria (NPV oraz IRR) dają tę samą odpowiedź. Rzadko w przypadku porównywania projektów inwestycyjnych (tzw. projektów wykluczających się) może pojawić się konflikt pomiędzy metodą wartości zaktualizowanej netto a metodą wewnętrzną stopy zwrotu. Projekt inwestycyjny uznany na podstawie NPV za mniej opłacalny może okazać się najbardziej efektywny z punktu widzenia IRR. Podstawową przyczyną niejednoznaczności oceny jest zróżnicowanie rozłożenia w czasie przepływów pieniężnych netto rozważanych przedsięwzięć rozwojowych, jak też różnica długości okresu obliczeniowego uwzględnianego w rachunkach. W takich wypadkach kryterium NPV jest uważane za kryterium nadrzędne. Nie umniejsza to jednak przydatności IRR w badaniu przedsięwzięć typowych, w tym również projektów inwestycji energetycznych, charakteryzujących się ujemnymi przepływami pieniężnymi w początkowym okresie ich realizacji, po których następują dodatnie przepływy odzwierciedlające osiągane efekty. Wewnętrzną stopę zwrotu można wówczas wykorzystać zarówno do oceny pojedynczego projektu, jak również do wyboru najbardziej opłacalnego wariantu spośród rozważanych przedsięwzięć rozwojowych. W tym drugim przypadku kierujemy się maksymalizacja wartości IRR:

$IRR \Rightarrow \max$

(2.4)

Najbardziej opłacalny będzie ten projekt, który cechuje się największą wewnętrzną stopą zwrotu.

Metoda zmodyfikowanej wewnętrznej stopy zwrotu MIRR jest stosowana, zwłaszcza w niekonwencjonalnych sytuacjach, kiedy zwykłej stopy zwrotu (*IRR*) nie da się wyznaczyć. Sytuacja taka może zachodzić, kiedy brak jest strumieni ujemnych, lub w przypadku więcej niż jednokrotnej zmiany znaków strumieni pieniężnych (np. inwestycje modernizacyjne lub w energetyce atomowej w związku z wysokimi nakładami związanymi z likwidacja odpadów po zakończeniu okresu eksploatacji).

Metoda zmodyfikowanej wewnętrznej stopy zwrotu polega na wyznaczeniu takiej stopy zwrotu, dla której suma zaktualizowanych strumieni netto jest równa zero.

Problem wyznaczenia MIRR można traktować jak zagadnienie wyznaczania zwykłej wewnętrznej stopy zwrotu, lecz prowadzonej dla zmodyfikowanych strumieni pieniężnych. Modyfikacja strumieni pieniężnych polega na zastąpieniu:

 sumą zaktualizowanych na koniec pierwszego okresu prognoz wszystkich ujemnych składników strumieni (kosztów i nakładów), sumą skapitalizowanych na koniec ostatniego okresu prognoz wszystkich dodatnich składników strumieni (efektów).

Inne podejście to zastosowanie dwóch różnych stóp dyskonta:

- stopy pożyczkowej (borrowing rate) dla ujemnych strumieni pieniężnych,
- stopy reinwestycji lokat (lending rate) dla dodatnich strumieni pieniężnych.

Wskaźnik zyskowności PI (rentowności) i dynamiczny okres zwrotu DPBT

Zarówno PI jak i DPBT związane są z NPV. Wartość zaktualizowana netto w istocie jest różnicą pomiędzy zaktualizowanymi przychodami a zaktualizowanymi wydatkami. Wskaźnik zyskowności jest ilorazem tych samych wyrażeń. Wartość zaktualizowana netto (NPV) jest miarą absolutną, natomiast wskaźnik zyskowności, podobnie jak NPVR, jest miarą względną korzyści. Wskaźnik zyskowności informuje, jaki zaktualizowany przychód przypada na 1 zł zaktualizowanego wydatku (nakładów inwestycyjnych i kosztów). Projekt inwestycji oceniamy pozytywnie i przyjmujemy do realizacji, jeżeli PI>1. Projekt odrzucimy, gdy PI<1. Spośród wielu projektów najlepszy jest ten, któremu odpowiada największa wartość PI. Wskazania indeksów NPVR i PI są zgodne. Wskaźnik PI jest szczególnie przydatny przy tzw. racjonowaniu (capital rationing). Racjonowaniem jest proces wyboru takiej kombinacji projektów, która zapewnia osiągnięcie największych korzyści dla firmy, a równocześnie musi spełniać postawione warunki ograniczające. Wybór projektów w warunkach ograniczeń zależy od tego, czy projekty są ciągłe (podzielne), czy też dyskretne (niepodzielne). W przypadku projektów niepodzielnych nadrzędne jest kryterium maksymalnej wartości NPV wybranej kombinacji projektów przy jednoczesnym spełnieniu warunków ograniczających. W przypadku projektów podzielnych dobrym kryterium uszeregowania projektów może być wskaźnik PI. Należy w tym wypadku wybrać projekty z najwyższymi wskaźnikami zyskowności i ostatni korzystny projekt może w tej sytuacji być zrealizowany częściowo tak, aby warunki ograniczające były spełnione.

Dynamiczny okres zwrotu to okres, w którym skumulowana wartość zaktualizowanych strumieni pieniędzy netto zaczyna być nieujemna. Dynamiczny okres zwrotu jest, oczywiście, lepszą miarą niż zwykły (prosty) okres zwrotu, ponieważ uwzględnia zmiany wartości pieniądza w czasie, wskutek tego DPBT jest dłuższy od SPBT. Dynamiczny okres zwrotu, podobnie jak prosty, ignoruje jednak wszystkie strumienie pieniężne dla okresów następujących po wyznaczonym okresie zwrotu.

Próg rentowności BEP

Analiza progu rentowności stanowić może pomocny instrument w zarządzaniu przedsiębiorstwem w gospodarce rynkowej. Obejmuje ona badania tzw. punktu wyrównania

(Break Even Point), w którym otrzymane przychody ze sprzedaży są równe poniesionym kosztom. Przedsiębiorstwo nie osiąga wówczas zysku, lecz również nie ponosi straty. Rentowność sprzedaży jest równa zero, co oznacza, że firma osiągnęła próg rentowności. Metoda analizy progu rentowności opiera się na podziale ogółu kosztów na stałe i zmienne. Koszty zmienne są kosztami zależnymi od rozmiarów produkcji, najczęściej przyjmuje się, że jest to zależność liniowa (proporcjonalna). Do kosztów zmiennych zalicza się głównie koszty zużycia materiałów i surowców, energii oraz wynagrodzenia bezpośrednie. Koszty stałe są kosztami ponoszonymi niezależnie od rozmiarów produkcji. Do kosztów tych zalicza się koszty ogólne (amortyzacja, płace zarządu, ubezpieczenia majątku, czynsze) oraz koszty finansowe (odsetki). W praktyce niektóre koszty są quasi-zmiennymi lub quasi-stałymi, np. opłaty za energię (gaz, elektryczną i ciepło). Zwrócić należy uwagę, że przedstawiona definicja umożliwia zastosowanie BEP do analizy wybranego projektu lub porównywania wielu badanych projektów w przypadku, gdy wielkości wejściowe, tj. przychody ze sprzedaży i koszty są wielkościami stałymi. Kiedy taka sytuacja nie występuje, próg rentowności można zdefiniować jako wartość ekstremalną (maksymalną w przypadku składnika związanego z kosztami, minimalną w przypadku składnika związanego ze sprzedażą) któregokolwiek ze składników przepływów pieniężnych na potrzeby oceny efektywności inwestycji, przy której wartość zaktualizowana netto jest równa zero.

W przypadku badania projektów inwestycyjnych elektrowni czy elektrociepłowni wielkość BEP może stanowić:

- 1) maksymalna (graniczna, dopuszczalna) cena zakupu paliwa,
- minimalna cena sprzedaży wytwarzanego produktu (np. 1 GJ ciepła lub 1 MWh energii elektrycznej),

3) minimalna wielkość produkcji (np. rocznej produkcji ciepła w elektrociepłowni).

3. AUTONOMICZNA TURBINA GAZOWA. UKŁAD PROSTY I Z REGENERACJĄ

3.1. Wprowadzenie

Współcześnie w energetyce stosowane są głównie proste układy turbin gazowych (jednowałowe układy otwarte bez chłodzenia w procesie sprężania, z pojedynczą komorą spalania) [42].

Prostą instalację turbiny gazowej przedstawiono na rys. 3.1a. Składa się ona z następującego zespołu maszyn i urządzeń cieplnych: sprężarka (SP), komora spalania (KS), turbina gazowa (TG), urządzenia pomocnicze: filtr powietrza (F), tłumiki hałasu (T), urządzenia rozruchowe, pompy oleju regulacyjnego i smarnego, urządzenia pomiarowe, automatyka i sterowanie. Odbiornik mocy – generator elektryczny (G) lokowany jest najczęściej po stronie sprężarki.

Będące aktualnie w eksploatacji turbiny gazowe w większości przypadków cechuje [52, 113]:

- temperatura na dolocie do turbiny (rys.3.1) $1000^{\circ}C \le t_{3a} \le 1400^{\circ}C$,
- moc jednostkowa $N_{elTG} \le 170 \div 185 \text{ MW}$ (60 Hz), $N_{elTG} \le 210 \div 240 \text{ MW}$ (50 Hz),
- stosunek ciśnień $8 \le \beta_K \le 30$.

Nowe modele turbin (np. klasy G, Westinghouse) Mitsubishi: 501G/701G, General Electric: 7G/9G pracują przy temperaturze 1425°C. Moc turbiny 701G i 9G mieści się w przedziale 255 ÷ 300 MW (50 Hz).

Firma ABB swe nowe modele turbin gazowych (GT24-60 Hz, 165 MW; GT26-50 Hz, 240 MW) buduje z podwójną komorą spalania (spalanie sekwencyjne). Cechą znamienną instalacji jest bardzo wysoki stosunek sprężu (bez chłodzenia międzykadłubowego), wynoszący $\beta_{K} = 30$.

W początkowym okresie rozwoju turbin gazowych występowały trudności w podwyższaniu sprawności termicznej obiegu poprzez podnoszenie temperatury spalin na dolocie do turbiny gazowej (t_{3a}). W związku z tym budowano obiegi złożone prowadzące drogą komplikacji schematu do korzyści sprawnościowych. Przykładem takiego obiegu, który pozostał, jest układ turbiny gazowej z regeneracją pokazany na rys. 3.1b. Układ ten wyposażony jest w porównaniu do wcześniejszego w rekuperator (RK), w celu częściowego odzysku ciepła ze spalin odlotowych. Zainstalowanie tego wymiennika ciepła zmniejsza

strumień energii chemicznej doprowadzony do komory spalania o wielkość strumienia ciepła przekazaną sprężonemu powietrzu przez spaliny odlotowe, ale jednocześnie powoduje dodatkowe straty ciśnienia zarówno w przepływie powietrza jak i spalin. Stosunek przyrostu temperatury powietrza w rekuperatorze do maksymalnego możliwie podgrzewu powietrza, określany jest jako stopień regeneracji (sprawność rekuperatora) r_R .

Z uwagi na sprawność wytwarzania energii elektrycznej korzystny jest wysoki stopień regeneracji. [3, 14, 89] Wraz z jego wzrostem rosną jednak gabaryty, ciężar i koszt rekuperatora. Z tego względu r_R przyjmuje się w praktyce nie większe niż 0,75 ÷ 0,85 [93].

Moc największych jednostek z rekuperatorem $N_{elTG} \le 50$ MW, z reguły są to jednostki mniejsze, jak np. WR-21 firmy Rolls-Royce ($N_{elTG} = 25,2$ MW, $\beta_K = 8,1$, $\eta_{elTG} = 41,4\%$) czy też Mercury 50S – Solar Turbines ($N_{elTG} = 4,6$ MW, $\beta_K = 9,5$, $\eta_{elTG} = 41\%$) [52].



Rys. 3.1. Instalacja turbiny gazowej, a- obieg prosty, b- obieg z regeneracją (SP- sprężarka powietrzna, TG-turbina gazowa, KS -komora spalania, RK- regenerator, F- filtr powietrza, T- tłumik hałasu, G-generator, m_u, m_{ch}- strumień powietrza do uszczelnienia i chłodzenia układu łopatkowego)
Fig. 3.1. Installation of a gas turbine, a - simple cycle, b - regenerative cycle (SP - air compressor, TG - gas turbine, KS - combustion chamber, RK - regenerator, F - air filter, T - noise suppressor, G - generator, m_u, m_{ch} - air flux for the sealing and cooling of blading)

- 25 -

3.2. Modelowanie własności czynników roboczych

Czynnikami roboczymi występującymi w badanych w pracy układach, w skład których wchodzi instalacja turbiny gazowej są spaliny, paliwo gazowe, powietrze, para wodna i woda (w przypadku układów hierarchicznych).

Od szeregu lat w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej opracowywane są programy numeryczne pozwalające określić parametry termodynamiczne pary i wody [13, 17, 16]. Pozwalają one wyznaczyć entalpię, entropię i objętość właściwą wspomnianych czynników w funkcji zadanej temperatury i ciśnienia oraz funkcje odwrotne w przypadku innych wielkości zadanych. Rezultaty obliczeń muszą być zgodne z uzyskanymi z procedur standardowych obowiązujących w obliczeniach dla celów naukowych i przemysłowych, np.IF-97 [2], i podawanych przez Międzynarodowe Stowarzyszenie ds. Wody i Pary Wodnej (IAPWS).

Spaliny, powietrze czy paliwo traktowane są w instalacjach turbin gazowych jako roztwór doskonały gazów półdoskonałych, np. [12, 89, 91]. Stosowany jest więc model gazu półdoskonałego, a stan gazu opisany jest przez trzy parametry: ciśnienie, temperaturę oraz skład. Entalpia właściwa każdego wybranego składnika jest równa:

$$h(T) = \int_{T}^{T} C_{p}(T) dT$$
(3.1)

gdzie: T_o – temperatura odniesienia

Powszechnie przyjmuje się, że właściwa pojemność cieplna występująca w powyższym równaniu przedstawiona jest w postaci szeregu [5, 3, 96, 113]

$$C_p = C_o + \sum C_j T^j \tag{3.2}$$

gdzie: C_o, C_j - współczynniki

Zmiana entalpii gazu w przedziale temperatur $T_{3a} \div T_{4a}$ jest równa:

$$\Delta h = h(T_{3a}) - h(T_{4a}) = (C_p)_{3a}(T_{3a} - T_o) - (C_p)_{4a}(T_{4a} - T_o) = (\overline{C_p})(T_{3a} - T_{4a})$$
(3.3)

Pojemności cieplne występujące w (3.3) określimy wykorzystując (3.1) i (3.2) z zależności:

$$\left(\tilde{C}_{\rho}\right) = C_{o} + \frac{\left[\sum_{j} \left(C_{j} \int_{T_{sa}}^{T_{sa}} T^{j} dT\right)\right]}{\left(T_{3a} - T_{4a}\right)}$$

$$\left(C_{\rho}\right) = C_{o} + \frac{\left[\sum_{j} \left(C_{j} \int_{T_{a}}^{T} T^{j} dT\right)\right]}{\left(T - T_{\rho}\right)}$$

$$(3.4)$$

Wyznaczając $(C_p)_{4a}$ w (3.5) należy podstawić w miejsce T wartość T_{4a} , gdy wyznaczamy $(C_p)_{3a}$ w miejsce T podstawiamy T_{3a} . W przypadku gdy przemiana pomiędzy punktami 3a (określonym ciśnieniem p_{3a} i temperaturą t_{3a}) i punktem 4a (określonym ciśnieniem p_{4a} i temperaturą t_{4as}) jest izentropą, to opierając się na jej równaniu napiszemy:

$$\int_{T_{a}}^{T_{1a}} C_{p} \frac{dT}{T} - R \ln \frac{p_{3a}}{p_{o}} = \int_{T_{a}}^{T_{am}} C_{p} \frac{dT}{T} - R \ln \frac{p_{4a}}{p_{o}}$$
(3.6)

gdzie: p_o – ciśnienie odniesienia, R – stała gazowa Wykorzystując (3.6) określamy:

$$= \left(\frac{T_{3g}}{T_{4as}}\right)^{\left(\frac{C_{ps}}{R}\right)}$$
(3.7)

(3.8)

Występująca w (3.7) pojemność cieplna jest równa:

 p_{3a} p_{4a}

$$\left(\bar{C}_{\rho s}\right) = C_{\rho} + \frac{\left[\sum_{j} \left(C_{j} \int_{T_{ss}}^{T_{4\sigma}} T^{j-1} dT\right)\right]}{\ln \frac{T_{3\sigma}}{T_{4\sigma s}}}$$

Wartości współczynników C_{o} , C_{j} występujące w powyższych równaniach określono na podstawie [5], wartości te podane są również w [42].

3.3. Definicje podstawowych charakterystyk termodynamicznych

Celem analizy termodynamicznej układu turbiny gazowej jest określenie wpływu jego podstawowych parametrów (stosunku sprężu, temperatury na wlocie do turbiny gazowej,

sprawności procesów ekspansji i sprężania, strat hydraulicznych, sposobów chłodzenia, charakterystyk mediów roboczych), głównie na sprawność oraz pracę jednostkową. Sprawność termiczna obiegu turbiny gazowej (energetyczna wewnętrzna instalacji) zdefiniowana jest jako [42]:

$$\eta_{iTG} = \frac{N_{iTG}}{Q_d} = \frac{N_{iT} - N_{iK}}{Q_d}$$
(3.9)

gdzie: N_{iTG} – moc wewnętrzna układu (instalacji) turbiny gazowej, N_{iT} , N_{iK} – moc wewnętrzna turbiny i wewnętrzna moc potrzebna do napędu sprężarki, Q_d – strumień ciepła doprowadzony do obiegu.

Ważne praktyczne znaczenie ma sprawność generacji energii elektrycznej [42] (termiczna elektrownia [103]) określona zależnością:

$$\eta_{elTG} = \frac{N_{elTG}}{\left(m_p W_d\right)} \tag{3.10}$$

gdzie: N_{eITG} – moc elektryczna układu turbiny gazowej, $(m_p W_d)$ - strumień energii chemicznej doprowadzonej z paliwem, m_p - strumień masy paliwa, W_d – wartość opałowa paliwa.

W literaturze przedmiotu, szczególnie gdy układ turbiny gazowej stosowany jest do napędu mechanicznego, znajdujemy sprawność efektywną instalacji [42] (termiczną siłowni [103]):

$$\eta_{eTG} = \frac{N_{eTG}}{\left(m_p W_d\right)} \tag{3.11}$$

gdzie: NeTG - moc efektywna układu turbiny gazowej.

Pomiędzy występującymi wielkościami w licznikach zależności (3.9), (3.10) i (3.11) istnieją związki:

$$N_{effG} = N_{efG} \cdot \eta_g = (N_{ef} - N_{eK}) \cdot \eta_g = \left(\eta_{mT} N_{iT} - \frac{N_{eK}}{\eta_{mK}}\right) \eta_g$$
(3.12)

$$N_{eIRI} = \left[(m_{2\sigma} + m_p) (h_{3\sigma} - h_{4\sigma}) \eta_{mT} - m_{1\sigma} \frac{(h_{2\sigma} - h_{1\sigma})}{\eta_{mK}} \right] \eta_{g}$$

gdzie: η_g – sprawność elektryczna generatora, η_{mT} , η_{mK} – sprawność mechaniczna turbiny gazowej i sprężarki powietrza. N_{eT} , N_{eK} – moc efektywna turbiny i efektywna moc potrzebna

do napędu sprężarki, h – entalpia właściwa czynnika stosownie do oznaczenia punktów na rys.3.1 tj. na wlocie do turbiny gazowej i sprężarki (indeksy 3a i 1a odpowiednio) i na wylocie z turbiny i sprężarki (indeks 4a i 2a odpowiednio), m_{1a} , m_{2a} – strumień powietrza na wlocie do sprężarki i komory spalania.

Należy zwrócić uwagę, że moc efektywną układu turbiny gazowej można również wyrazić przez analogię do układu turbiny parowej jako:

$$N_{eTG} = N_{iTG} \cdot \eta_m \tag{3.13}$$

Przy czym w tym wypadku η_m określa sprawność mechaniczną układu (instalacji) turbiny gazowej i łatwo można wykazać, że ze sprawnością mechaniczną turbiny i sprężarki wiąże je równanie:

$$\eta_m = \frac{\eta_{mT}}{\psi} - \frac{(1-\psi)}{\psi} \frac{1}{\eta_{mK}}$$
(3.14)

Występujący w (3.14) ψ jest wskaźnikiem pracy efektywnej zespołu turbiny gazowej i jest równy:

$$\psi = \frac{N_{iT} - N_{iK}}{N_{iT}} \tag{3.15}$$

W literaturze, np. [3, 78], wskaźnik pracy efektywnej wyznaczany jest także przy użyciu N_{eT} i N_{eK} , wówczas oznaczać go będziemy ψ_e .

Praca jednostkowa wewnętrzna określona jest równaniem:

$$L_{iTG} = \frac{N_{iTG}}{m_{1a}}$$
(3.16)

Z kolei pracę jednostkową efektywną definiujemy przez

$$L_{eTG} = \frac{N_{eTG}}{m_{1o}}$$
(3.17)

Sprawność wytwarzania energii elektrycznej oraz praca jednostkowa efektywna w układzie prostym turbiny gazowej najogólniej rzecz biorąc, jest funkcją wielu zmiennych i parametrów:

$$\eta_{elTG} = f(\beta_{K}, \sigma, t_{3a}, t_{0a}, t_{p}, t_{0}, Z_{i}, Z_{a}, \eta_{KS}, \eta_{iT}, \eta_{iK}, \eta_{mT}, \eta_{mK}, \eta_{mT}, \eta_{k}, \gamma_{u}, \gamma_{ch})$$

$$L_{eTG} = f(\beta_{K}, \sigma, t_{3a}, t_{0a}, t_{p}, t_{0}, Z_{i}, Z_{a}, \eta_{iT}, \eta_{iK}, \eta_{mT}, \gamma_{u}, \gamma_{ch})$$
(3.18)
(3.19)

gdzie: β_{k} - stosunek ciśnień w sprężarce powietrza; $\sigma = \frac{\beta_{k}}{\beta_{\tau}}, \beta_{\tau}$ - stosunek ciśnień w turbinie

gazowej; t_{3a} – temperatura spalin na wlocie do turbiny gazowej; t_{0a} , t_p , t_0 – temperatura powietrza, paliwa i odniesienie ($t_0 = 15^{\circ}$ C wg ISO): Z_i , Z_a – skład paliwa i utleniacza (powietrza); η_{iT} , η_{iK} – sprawność wewnętrzna (izentropowa, politropowa) turbiny gazowej i sprężarki powietrza; η_{KS} , η_{mK} , η_{mT} , η_g – sprawności: komory spalania, mechaniczna sprężarki powietrza i turbiny oraz generatora, γ_u , γ_{ch} – wskaźniki uwzględniające ilość powietrza sprężonego traconego w uszczelnieniach zewnętrznych (turbiny i sprężarki) oraz użytego do chłodzenia układu łopatkowego turbiny.

Dla turbiny gazowej z regeneracją w (3.18) i (3.19) należy wstawić również stopień regeneracji.

Zakładając określone sprawności elementów instalacji: η_{KS} , η_{iT} , η_{iK} , η_{mT} , η_{mK} , η_g oraz przyjmując straty ciśnienia (1 - σ), jak i straty nieszczelności oraz chłodzenia (γ_{u} , γ_{ch}) dla znanych parametrów paliwa (t_p , Z_i) oraz powietrza (t_{0a} , Z_a), zaś w przypadku turbiny z regeneracją dla określonego stopnia regeneracji r_R , w miejsce (3.18) i (3.19) dla określonej t₀ uzyskamy zależność:

$$\eta_{elTG} = f(\beta_K, t_{3a}) \tag{3.20}$$

$$L_{eTG} = f(\boldsymbol{\beta}_{K}, \boldsymbol{t}_{3a}) \tag{3.21}$$

Wiele konkretnych informacji podczas analizy termodynamicznej układu turbiny gazowej uzyskujemy rozwiązując zadanie optymalizacyjne z funkcjami celu:

$$\eta_{elTG}(\eta_{eTG},\eta_{iTG}) \rightarrow \max; \qquad L_{eTG}(L_{iTG}) \rightarrow \max$$

3.4. Badanie charakterystyk termodynamicznych

3.4.1. Sprawność i praca jednostkowa

Jeżeli rozpatrzymy układ turbiny gazowej przedstawionej na rys.3.1 a i b, to sprawność generacji energii elektrycznej oraz praca jednostkowa efektywna zdefiniowana równaniami (3.10) i (3.17) przyjmą postać [4, 30]:

$$L_{eTG} = \frac{\left(1 + m_{og}^{-1}\right)}{1 + \gamma^*} (h_{3o} - h_{4a}) \eta_{mT} - \frac{(h_{2a} - h_{1a})}{\eta_{mK}}$$
(3.22)

$$\eta_{elTG} = \frac{\left[\left(m_{ag} + 1 \right) \cdot \left(h_{3a} - h_{4a} \right) \cdot \eta_{mT} - \frac{m_{ag}}{\eta_{mK}} \cdot \left(h_{2a} - h_{1a} \right) \cdot \left(1 + \gamma^* \right) \right] \cdot \eta_{g}}{W_{d}}$$
(3.23)

gdzie: m_{ag} – stosunek strumieni doprowadzonych do komory spalania: powietrza i paliwa, γ - wskaźnik uwzględniający ilość powietrza pobranego zza sprężarki i nie biorącego udziału w spalaniu ani w ekspansji w turbinie odniesiony do strumienia powietrza na wlocie do komory spalania [11] (wpływ chłodzenia szczegółowo przedstawiono w rozdziale 3.6).

Po wykorzystaniu do wyznaczenia entalpii zależności podanych w punkcie 3.2, po przekształceniach powyższe równania przyjmą postać dla układu prostego turbiny gazowej pokazanego na rys.3.1a:

$$L_{eTG} = \frac{\left(1 + m_{ag}^{-1}\right)}{1 + \gamma^{*}} \eta_{iT} \eta_{mT} T_{3a} \left[1 - (\sigma \beta_{K})^{-\mu_{T}}\right] \left(\widetilde{C}_{p}\right)_{T} - \frac{\left(\widetilde{C}_{p}\right)_{K} \left(\beta_{K}^{\mu_{K}} - 1\right) \cdot T_{1a}}{\eta_{iK} \cdot \eta_{mK}}$$
(3.24)

$$\eta_{eTCG} = \frac{\left(1 + m_{ag}^{-1}\right)\eta_{iT} D_{1}T_{3a} \left[1 - (\sigma\beta_{\kappa})^{-\mu_{T}}\right] \left(\widetilde{C}_{p}\right)_{T} - \left(\widetilde{C}_{p}\right)_{K} \left(1 + \gamma^{*}\right) T_{1a} \left(\beta_{\kappa}^{\mu_{\kappa}} - 1\right) \frac{D_{2}}{\eta_{i\kappa}}}{\left(1 + m_{ag}^{-1}\right) \left(C_{p}\right)_{3a} \left(T_{3a} - T_{0}\right) - \left[\left(C_{p}\right)_{1a} \left(T_{1a} - T_{0}\right) + \left(\widetilde{C}_{p}\right)_{K} T_{1a} \left(\beta_{\kappa}^{\mu_{\kappa}} - 1\right) \eta_{ag}^{-1}\right] - D_{0} \cdot m_{ag}^{-1}}\right]$$
(3.25)

$$D_0 = (C_{pp})_{Tp} (T_p - T_0), \quad D_1 = \eta_g \eta_{KS} \eta_{mT}, \quad D_2 = \frac{\eta_{KS} \eta_g}{\eta_{mK}}, \quad \mu_{K,T} = \left[\frac{R}{(\widetilde{C}_{ps})}\right]_{K,T}$$

- 32 -

gdzie: T_{3a} , T_{1a} , T_{θ} – temperatura: na dolocie do turbiny gazowej i sprężarki powietrza, oraz odniesienia (zgodnie z oznaczeniami na rys.3.1a) $(C_p)_{1a}$, $(C_p)_{3a} - (C_p)$ dla czynnika roboczego w punktach 1a, 3a, $(\widetilde{C}_p)_T$, $(\widetilde{C}_p)_{\kappa}$ - wartość uśredniona (C_p) czynnika przy przejściu przez turbinę (indeks T) i sprężarkę (indeks K), $(\widetilde{C}_{PS})_T$, $(\widetilde{C}_{PS})_{\kappa}$ - średniologarytmiczne wartości (C_p) , R – stała gazowa, T_p , $(C_{pp})_{\tau_a}$ - temperatura paliwa i jego pojemność cieplna.

Pomiędzy stosunkiem ciśnień w turbinie gazowej β_T oraz sprężarce β_K istnieje związek:

$$\beta_{T} = \beta_{K} \prod (1 - \zeta_{i}) = \beta_{K} \cdot \sigma$$
(3.26)

Współczynnik strat ζ_i występujący w (3.26) zdefiniowano jako stosunek straty ciśnienia w i tym elemencie układu do ciśnienia całkowitego na wlocie do tego elementu [90]. Z reguły w obliczeniach wyodrębnia się trzy grupy strat ciśnienia: stratę wlotu (ζ_i), strat w komorze spalania i rurociągach (ζ_2) oraz stratę wylotu (ζ_3) [3, 89]. W przypadku układu z regeneracją dodatkowo dochodzi strata ciśnienia w rekuperatorze po stronie powietrznej ζ_4 i spalinowej ζ_3 [78, 93].

Podstawiając do (3.24), $\eta_{mT} = \eta_{mK} = 1$ oraz do (3.25) $D_I = D_2 = 1$ uzyskamy zależność na pracę jednostkową wewnętrzną oraz sprawność termiczną obiegu prostego turbiny gazowej.

Dla układu z regeneracją (rys.3.1b) do określenia pracy jednostkowej efektywnej wykorzystujemy tę samą relację (3.24), co dla układu prostego bez regeneracji. W przypadku określenia sprawności wytwarzania energii elektrycznej w układzie z regeneracją w stosunku do układu prostego zmienia się mianownik równania (3.25). Łatwo można wykazać, że dla układu z regeneracją w nawiasie kwadratowym w mianowniku równania (3.25) będące tam wyrażenie należy zastąpić przez:

$$\binom{(C_{p})_{2ax}}{(C_{p})_{2ax}} \frac{(1-r_{R})}{(C_{p})_{2a}} \left[(C_{p})_{1a}(T_{1a}-T_{0}) + (\widetilde{C}_{p})_{K}T_{1a}\frac{(\beta_{K}^{\mu_{K}}-1)}{\eta_{iK}} \right] + \\ + (C_{p})_{2ax}\frac{r_{R}}{(C_{p})_{4a}} \left[(C_{p})_{3a}(T_{3a}-T_{0}) - (\widetilde{C}_{p})_{T}T_{3a}\left(1-\frac{\beta_{K}^{-\mu_{T}}}{\sigma^{\mu_{T}}}\right)\eta_{iT} \right]$$

$$(3.27)$$

Stopień regeneracji w (3.27) zdefiniowany jest jako:

$$r_{R} = \frac{T_{2ax} - T_{2a}}{T_{4a} - T_{2a}}$$
(3.28)

gdzie: T_{2a} , T_{4a} , T_{2ax} – temperatury: na wylocie ze sprężarki i turbiny oraz wlocie do komory spalania (zgodnie z oznaczeniami z rys.3.1b).

3.4.2. Optymalne stosunki sprężu

Stosunek ciśnień w sprężarce prowadzący do maksymalnej wartości pracy jednostkowej efektywnej dla obydwu układów wyznaczony jest z warunku $\frac{dL_{ero}}{d\beta_{K}} = 0$.

Wykorzystując równanie (3.24) uzyskano:

$$\beta_{K}^{opt(L_{eTG})} = \left[\left(1 + m_{ag}^{-1} \right) \frac{R_{\tau}}{R_{K}} \frac{T_{3a}}{T_{1a}} \frac{\eta_{iK} \eta_{iT} \eta_{mT} \eta_{mK}}{\sigma^{\mu_{T}} \left(1 + \gamma^{*} \right)} \right]^{\mu_{K}^{+} \mu_{T}}$$
(3.29)

gdzie: $R_{TK} = \mu_{TK} (\overline{C}_p)_{TK}$

Stosunek ciśnień w sprężarce zapewniający maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej w układzie prostym turbiny gazowej obliczony na podstawie (3.25) jest równy:

$$\beta_{\kappa}^{apt(\eta_{effG})} = \beta_{\kappa}^{opt(L_{efG})} \left[\frac{1}{1 - \frac{\eta_{m\kappa}}{\eta_{g} \eta_{\kappa S} (1 + \gamma^{*})}} \eta_{elTG} \right]^{\mu_{\kappa} + \mu_{T}}$$
(3.30)

Dla układu z regeneracją przy rozwiązywaniu $\frac{d\eta_{elTG}}{d\beta_{\kappa}} = 0$, opierając się na (3.25) z

uwzględnieniem (3.27), otrzymano:

$$\beta_{\kappa}^{opt(\eta_{effG})} = \beta_{\kappa}^{opt(L_{efG})} \left[\frac{1 - r_{R} \eta_{effG} \frac{W_{2ax}}{W_{4a}} \frac{1}{\eta_{g} \eta_{KS} \eta_{mT}}}{1 - (1 - r_{R}) \eta_{effG} \frac{W_{2ax}}{W_{2a}} \frac{\eta_{mK}}{\eta_{g} \eta_{KS} (1 + \gamma^{*})}} \right]^{\mu_{\kappa}^{*} + \mu_{T}}$$
(3.31)

gdzie: W_{2a} , W_{4a} , W_{2ax} – pojemność cieplna czynnika roboczego na wylocie ze sprężarki i turbiny, włocie do komory spalania (punkty 2a, 4a, 2ax z rys.3.1b) [np. $W_{2a} = (C_p)_{2a} \cdot m_{2a}$].

Przy wyprowadzaniu zależności (3.29), 3.30) i (3.31) założono $(1 + m_{ag}^{-1}) = const$. W równaniach (3.29) ÷ (3.31) można podstawić zamiast sprawności izentropowych sprawności politropowe [42]: sprężania η_{PK} i ekspansji η_{PT} , wówczas w miejsce μ_K i μ_T należy podstawić $\overline{\mu}_K = \frac{\mu_K}{\eta_{PK}}$ oraz $\overline{\mu}_T = \mu_T \eta_{PT}$.

Wyprowadzone zależności (3.29) ÷ (3.31) pozwalają określić również optymalne stosunki ciśnień w sprężarce ze względu na sprawność termiczną obiegu $\beta_{\kappa}^{opt(n_{rec})}$, jak i pracę jednostkową wewnętrzną $\beta_{\kappa}^{opt(L_{rec})}$.

W tym wypadku podstawiając do (3.29) ÷ (3.31) $\eta_{mK} = \eta_{mT} = \eta_{KS} = \eta_g = 1$ w ich miejsce uzyskamy dla turbiny bez chłodzenia i strat w uszczelnieniach ($\gamma^* = 0$) [31, 42]:

$$\mathcal{B}_{K}^{opt(L_{TG})} = \left[\left(1 + m_{og}^{-1} \right) \cdot \frac{R_{T}}{R_{K}} \cdot \frac{T_{3a}}{T_{1a}} \cdot \frac{\eta_{iK} \cdot \eta_{iT}}{\sigma^{\mu_{T}}} \right]^{\frac{1}{\mu_{T} + \mu_{K}}}$$
(3.32)

$$\beta_{ITC} = \beta_{K}^{opt(L_{ITG})} (1 - \eta_{ITG}) \frac{-1}{\mu_{T} + \mu_{K}}$$
(3.33)

$$\beta_{k}^{opt(\eta_{iTG})} = \beta_{k}^{opt(L_{iTG})} \left[\frac{1 - r_{R} \cdot \eta_{iTG} \cdot W_{2ar} / W_{4a}}{1 - (1 - r_{R}) \cdot \eta_{iTG} \cdot W_{2ar} / W_{2a}} \right]^{\frac{1}{\mu_{1} + \mu_{k}}}$$
(3.34)

Przy wyznaczaniu charakterystyk energetycznych zespołu turbiny gazowej zarówno prostego, jak i z regeneracją istotne jest określenie, do jakiej (granicznej) maksymalnej wartości stosunku ciśnień w sprężarce charakterystyki te możemy badać. Wartość tę możemy wyznaczyć z warunku $L_{eTG} = 0$ (lub $\eta_{eTG} = 0$), w tym wypadku po przekształceniach (3.24) wykorzystując (3.29) uzyskamy:

BK Opt

$$\frac{\mu_{\kappa}}{\mu_{T}}\sigma^{\mu_{T}}\left[\beta^{ops(L_{sTG})}\right]^{\mu_{\kappa}+\mu_{T}}\left[1-\left(\sigma\beta_{\kappa}^{max}\right)^{-\mu_{T}}\right]-\left(\beta_{\kappa}^{max}\right)^{\mu_{\kappa}}+1=0$$
(3.35)

Podstawiając do powyższego $\mu_{\kappa} = \mu_{T}$ oraz $\eta_{mT} = \eta_{mK} = 1$ i $\sigma = 1$ otrzymano:

$$\beta_{K}^{max} = \left[\beta_{K}^{opt(L_{j})}\right]^{2} \tag{3.36}$$

W przypadku układu z regeneracją niższe wartości β_{κ}^{max} uzyskujemy z warunku $T_{4a} = T_{2a}$, tj. granicy stosowalności regeneracji (dla $T_{2a} > T_{4a}$ w regeneratorze zmieni się kierunek przepływu ciepła):

$$\frac{T_{3a}}{T_{1a}} \left\{ \frac{(C_{p})_{3a}}{(C_{p})_{4a}} \left(1 - \frac{T_{0}}{T_{3a}} \right) - \frac{(\widetilde{C}_{p})_{T}}{(C_{p})_{4a}} \left[1 - \left(\sigma \beta_{\kappa}^{max} \right)^{-\mu_{T}} \right] \eta_{iT} \right\} - \left\{ \frac{(C_{p})_{1a}}{(C_{p})_{2a}} \left(1 - \frac{T_{0}}{T_{1a}} \right) + \frac{(\widetilde{C}_{p})_{\kappa}}{(C_{p})_{2a}} \frac{\left[(\beta_{\kappa}^{max})^{\mu_{\kappa}} - 1 \right]}{\eta_{i\kappa}} \right\} = 0$$
(3.37)

Z (3.29) wnioskujemy, że ze wzrostem stosunku $\frac{T_{3c}}{T_{1a}}$ oraz wzrostem sprawności

wewnętrznych i mechanicznych maszyn, jak i wzrostem strat hydraulicznych rośnie stosunek ciśnień w sprężarce prowadzący do maksymalnej wartości pracy jednostkowej efektywnej. Odwrotny jest wpływ wzrostu wskaźnika γ .

Z równania (3.29) i zależności (3.26) wynika, że pomiędzy stosunkami sprężu przy maksymalnej wartości L_{eTG} dla układu: prostego $\beta_{k}^{opt(L_{eTG})}$ (1) oraz układu z regeneracją $\beta_{k}^{opt(L_{eTG})}$ (2) zachodzi (dla tych samych sprawności wewnętrznych i mechanicznych) [31]:

$$\frac{\beta_{\kappa}^{op(l_{equ})}(1)}{\beta_{\kappa}^{op(l_{equ})}(2)} \approx \left[\frac{\left(1+m_{ag}^{-1}\right)_{(1)}(1-\zeta_{s})(1-\zeta_{s})}{\left(1+m_{ag}^{-1}\right)_{(2)}}\right]^{\frac{1}{\mu_{T}+\mu_{K}}}$$
(3.38)

Zauważyć należy, że z równań (3.30) lub (3.31) nie da się wprost wyznaczyć $\beta_{\kappa}^{opt(L_{equ})}$. Wykorzystując jedno z równań (3.30) lub (3.31) oraz zależności (3.29) i (3.25) w obliczeniach iteracyjnych przy znanych wielkościach wymienionych w (3.18) wyznaczamy stosunek ciśnień w sprężarce zapewniający maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej.

Analiza równania (3.30) wskazuje, że dla układu prostego $\beta_{k}^{opt(n_{effG})}$ jest zawsze większy od $\beta_{k}^{opt(L_{efG})}$.

Na podstawie (3.25) z uwzględnieniem (3.27) i (3.28) wnioskujemy, że dla tych samych parametrów wzrost stopnia regeneracji powoduje zawsze wzrost sprawności dla $T_{4a} > T_{2a}$ ($\beta_{\kappa} < \beta_{\kappa}^{\max}$). Dla $\beta_{\kappa} = \beta_{\kappa}^{\max}$ ($T_{4a} = T_{2a}$) układ z regeneracją i bez regeneracji ma identyczną sprawność.

3.4.3. Komora spalania

Znajomość stosunku strumieni doprowadzonych do komory spalania (m_{ag}): powietrza i paliwa jest konieczna dla prawidłowego określenia sprawności, pracy jednostkowej i optymalnych stosunków sprężu w badanych obiegach.

W ogólnym przypadku do komory spalania turbiny gazowej może być doprowadzona energia związana ze strumieniem paliwa, powietrza (suchego lub wilgotnego) oraz wprowadzonej pary lub wody [42, 100, 105] (dwa ostatnie składniki w analizowanych w pracy przypadkach występują). Wtedy bilans substancji i energii umożliwia określenie koniecznego strumienia powietrza doprowadzonego do komory spalania dla żądanej temperatury spalin za komorą. Z reguły w obliczeniach wyznacza się również stosunek strumienia powietrza do strumienia paliwa doprowadzonego do komory spalania (m_{ag}) lub jego odwrotność oraz współczynnik nadmiaru powietrza (λ). Przyjmując oznaczenia zgodne z rys.3.2, na którym wydzielono ze strumienia powietrza dopływającego do komory spalania m_{2a} trzy składniki: 1) strumień powietrza suchego niezbędny do całkowitego i zupełnego spalenia paliwa, 2) pozostały strumień powietrza suchego, 3) strumień wilgoci, bilans energii dla spalania zapisany zostanie w postaci:

$$m_{p}h_{p} + m_{p}W_{d}\eta_{KN} + (m_{2a})_{s}[(h_{a})_{s}]_{2a} + X(m_{2a})_{s}[h_{H_{2}O}]_{2a} = \\ = [(m_{ag}^{st})_{s} + 1]m_{p}[h_{SP}]_{3a} + [(m_{2a})_{s} - m_{p}(m_{ag}^{st})_{s}] - m_{p}(m_{sg}^{st})_{s}[(h_{a})_{s}]_{3a} + X(m_{2a})_{s}[h_{H_{2}O}]_{3a}$$
(3.39)

gdzie: $(m_{2a})_{\rm s}$ – strumień masy powietrza suchego (indeks dolny s – dotyczy suchego), $(m_{aa}^{st})_{\rm s}$ – masa powietrza suchego konieczna do całkowitego i zupełnego spalenia 1 kg paliwa (teoretyczne zapotrzebowanie powietrza suchego do utlenienia jednostki masy paliwa), X – stopień zawilżenia powietrza, $[(h_a)_{\rm s}]_{\rm se}$, $[(h_a)_{\rm s}]_{\rm se}$ – entalpia powietrza suchego w temperaturze T_{2a} i T_{3a} ; (w punkcie 2a i 3a) $[h_{H_2O}]_{2a}$, $[h_{H_2O}]_{3a}$ – entalpia H₂O dla T_{2a} i T_{3a} ; $[h_{SP}]_{3a}$ – entalpia spalin dla $\lambda = 1$ i T_{3a} (punkt 3a).





Z równania (3.39) wyznaczamy:

$$m_{ag} = \frac{m_{2a}}{m_p} = \frac{W_d \eta_{KS} + h_p - \left(1 + \frac{m_{ag}^{sl}}{1 + X}\right) [h_{SP}]_{3a} + \frac{m_{ag}^{sl}}{1 + X} [(h_a)_s]_{3a}}{\frac{X}{1 + X} [\Delta h_{H_2O}]_{KS} + \frac{1}{1 + X} [(\Delta h_a)_s]_{KS}}$$
(3.40)

gdzie: $[\Delta h_{H_2O}]_{KS}$, $[(\Delta h_a)_S]_{KS}$ - przyrost entalpii pary i powietrza suchego w komorze spalania (w zakresie temperatur $T_{3a} - T_{2a}$), m_{ag}^{at} - masa powietrza konieczna do całkowitego i zupełnego spalenia 1 kg paliwa.

Równanie (3.40) przy założeniu, że spalanie odbywa się w powietrzu suchym, łatwo daje przekształcić się do postaci:

$$m_{ag} = \frac{(C_{pp})_{Tp}(T_{p} - T_{0}) + W_{d} \cdot \eta_{KS} - [(m_{ag}^{st})_{S} + 1](C_{pSP})_{3a}(T_{3a} - T_{0}) + (m_{ag}^{st})(C_{pa})_{3a}(T_{3a} - T_{0})}{(C_{pa})_{1a}(T_{3a} - T_{0}) - (C_{pa})_{2a}(T_{2a} - T_{0})}$$
(3.41)

gdzie: $(C_{pp})_{Tp}$ – właściwa pojemność cieplna (ciepło właściwe) przy stałym ciśnieniu (C_p) dla paliwa w temperaturze T_p ; $(C_{pa})_{2a}$ – (C_p) dla powietrza dla temperatur w punkcie 2a (T_{2a}) i 3a (T_{3a}) , $(C_{pSP})_{3a}$ – (C_p) spalin dla $\lambda = 1$ i T_{3a} . - 38 -

Stosunek nadmiaru powietrza dla komory spalania wyznaczamy z zależności:

$$\lambda = \frac{m_{ag}}{m_{ag}^{at}}$$
(3.42)

3.4.4. Założenia i rezultaty obliczeń termodynamicznych

Obliczenia wielkości η_{iTG} , η_{elTG} , L_{iTG} , L_{eTG} , ψ_e , m_{ag} wykonano przyjmując następujące dane:

- 1) paliwo stanowi gaz ziemny o składzie 95% CH4, 5 %N2,
- temperatura powietrza pobieranego z otoczenia i paliwa 15°C, wilgotność powietrza 60%,
- 3) ciśnienie otoczenia 0,101325 MPa,
- 4) sprawność izentropowa turbiny gazowej i sprężarki powietrza: 0,9 i 0,86,
- 5) sprawność mechaniczna maszyn: 0,99 oraz generatora: 0,99,
- 6) straty ciepła w komorze spalania 1% ($m_p W_d$),
- 7) współczynniki straty ciśnienia: na wlocie $\zeta_1 = 0,007$, w komorze spalania i rurociągach $\zeta_2 = 0,03$, na wylocie $\zeta_3 = 0,035$, w rekuperatorze po stronie powietrznej $\zeta_4 = 0,03$, w rekuperatorze po stronie spalinowej $\zeta_3 = 0,035$,
- 8) ilość straconego powietrza sprężonego uwzględnia wprowadzony w równaniach (3.22)
 i (3.23) wskaźnik γ, którego wartość zależy od temperatury spalin na wlocie do turbiny gazowej: γ = 0,035 t_{3a}/950 (dla t_{3a} > 950°C) [11],
- 9) stopień regeneracji: 0,8.

W prowadzonych obliczeniach przyjęto następujące zakresy zmiennych:

a) stosunek ciśnień w sprężarce powietrza $6 \le \beta_K \le 32$ (40) (dla układu z regeneracją $4 \le \beta_K \le \beta^*_K$, przy czym β^*_K jest największym stosunkiem ciśnień, dla którego spełniony jest warunek $T_{4a} - T_{2ax} > 0$ i $T_{4ax} - T_{2a} > 0$, gdzie: T_{4a} , T_{2a} , T_{2ax} , $T_{4ax} - temperatury w punktach oznaczonych na rys.3.1b) w obliczeniach zmieniono z krokiem równym 1 (przy poszukiwaniu ekstremów krok <math>\beta_K$ zmniejszono do 0,1 (0,05)),

b) temperaturę gazów spalinowych na włocie do turbiny gazowej (t_{3a}) – zmieniano ją w zakresie 1000°C $\leq t_{3a} \leq 1400$ °C co 50°C, podstawowe obliczenia przedstawiono dla $t_{3a} = 1200$ °C. Rezultaty obliczeń η_{iTG} , η_{eITG} , L_{iTG} , $L_{eTG} = f(\beta_K)$ dla temperatury $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C i obydwu badanych instalacji pokazano na rys.3.3. Dla pozostałych temperatur, tj. $t_{3a} = 1000^{\circ}$ C i 1400°C wykreślono zależność $\eta_{eITG} = f(L_{eTG})$ pokazaną na rys.3.4.

Na rysunkach 3.5 i 3.6 pokazano kolejno charakterystyki $m_{ag} = f(\beta_K)$ i $\psi_e = f(\beta_K)$ dla obydwu badanych instalacji i temperatury $t_{3a} = 1000^{\circ}$ C, 1200° C i 1400° C. W świetle przedstawionych na rysunku 3.5 rezultatów obliczeń stosunku mas strumieni doprowadzonych do komory spalania: powietrza i paliwa, założenia przyjmowane w rozdziale 3.4.1 ($1 + m^{-1}_{ag} = const$) można przyjąć za prawdziwe.

Z warunku $\frac{\partial \eta_{ellG}}{\partial \beta_{\kappa}} i \frac{\partial L_{rG}}{\partial \beta_{\kappa}} = 0$ wyznaczamy spręż optymalny β_{κ}^{opt} ze względu na η_{ellG}

i L_{iTG} . Wyniki obliczeń $\beta_{\kappa}^{opt} = f(t_{3a})$ dla 1000°C $\leq t_{3a} \leq 1400$ °C pokazano dla układu prostego i układu z regeneracją na rysunku 3.7.







Rys. 3.4. Zależność $\eta_{eIIG} = f(L_{eIG})$ dla $t_{ja} = 1000^{\circ}$ C i $t_{ja} = 1400^{\circ}$ C (1- obieg prosty, 2- obieg z regeneracją) Fig. 3.4. Dependence $\eta_{eIIG} = f(L_{eIG})$ for $t_{ja} = 1000^{\circ}$ C and $t_{ja} = 1400^{\circ}$ C (1- simple cycle, 2- regenerative cycle)



Rys. 3.5. Zależność $m_{ag} = f(\beta_K) \text{ dla } t_{3a} = 1000^{\circ}\text{C}$, 1200°C i 1400°C (1- obieg prosty, 2- obieg z regeneracją) Fig. 3.5. Dependence $m_{ag} = f(\beta_K)$ for $t_{3a} = 1000^{\circ}\text{C}$, 1200°C i 1400°C (1- simple cycle, 2- regenerative cycle)







Rys. 3.7. Optymalne stosunki sprężów dla badanych instalacji (1- obieg prosty, 2- obieg z regeneracją)
 Fig. 3.7. Optimal compression ratios concerning the investigated installations (1- simple cycle, 2- regenerative cycle)

3.5. Wpływ niewielkich zmian wybranych wielkości na przebieg charakterystyk termodynamicznych instalacji turbin gazowych i spręż optymalny

Charakterystyki instalacji turbiny gazowej z reguły konstruowane są w postaci η_{elTG} . L_{eTG} =f(β_K) lub η_{elTG} =f(L_{eTG}) (z zaznaczeniem β_K) dla ustalonych stałych wartości parametrów występujących w układzie (zgodnie z (3.18) i (3.19)), w szczególności: temperatury spalin na dolocie do turbiny gazowej, temperatury powietrza na dolocie do sprężarki, strat ciśnienia w układzie, sprawności sprężarki i turbiny. Niewielka zmiana wartości wymienionych wielkości o ΔD ($D=T_{3a}$, T_{1a} , σ , η_{iK} , η_{iT}) powoduje zmianę η_{elTG} i L_{eTG} o $\Delta \eta_{elTG}$ i ΔL_{eTG} .

Wprowadzając wartości względne $\overline{\Delta \eta}_{elTG} = \frac{\Delta \eta_{elTG}}{\eta_{elTG}}, \overline{\Delta L}_{eTG} = \frac{\Delta L_{eTG}}{L_{eTG}} oraz \overline{\Delta D} = \frac{\Delta D}{D},$

opierając się na zależności (3.24), dla obydwu badanych układów wyznaczono:

$$\frac{\Delta L_{eTG}}{\overline{\Delta T}_{3a}} = \frac{1}{\psi_e} \tag{3.43}$$

$$\frac{\overline{\Delta L}_{eTG}}{\overline{\Delta T}_{1a}} = -\frac{1 - \psi_e}{\psi_e}$$
(3.44)

$$\frac{\overline{\Delta L}_{eTG}}{\Delta \eta_{iK}} = \frac{1 - \psi_e}{\psi_e}$$
(3.45)

$$\frac{\overline{\Delta L}_{eTG}}{\overline{\Delta \eta}_{eT}} = \frac{1}{\psi}_{e}$$
(3.46)

$$\frac{\overline{\Delta L}_{e}}{\overline{\Delta \sigma}} = \frac{\mu_{T}}{\psi_{e}} \left[(\sigma \beta_{k})^{\mu_{T}} - 1 \right]^{-1}$$
(3.47)

Dla prostej instalacji turbiny gazowej, wykorzystując (3.25), określono:

$$\frac{\overline{\Delta\eta}_{elTG}}{\overline{\Delta T}_{3a}} = \left[\frac{1}{\Psi_{*}} - \frac{(1+m_{ag})(C_{p})_{3a}T_{3a}}{\eta_{KS}W_{d}}\right]$$
(3.48)

$$\frac{\overline{\Delta\eta}_{elTG}}{\overline{\Delta T}_{1u}} = -\left\{\frac{1-\psi_{e}}{\psi_{e}}\left[1-\eta_{elTG}\frac{\eta_{mK}}{\eta_{g}\eta_{KS}(1+\gamma^{*})}\right] - \frac{(C_{p})_{1u}T_{1u}m_{ug}}{\eta_{KS}W_{d}}\right\}$$
(3.49)

$$\frac{\overline{\Delta\eta}_{elTG}}{\overline{\Delta\eta}_{iK}} = \left(\frac{1 - \psi_e}{\psi_e}\right) \left[1 - \eta_{elTG} \frac{\eta_{mK}}{\eta_{KS} \eta_g (1 + \gamma^*)}\right]$$
(3.50)

$$\frac{\overline{\Delta \eta}_{elTG}}{\overline{\Delta \eta}_{G}} = \frac{1}{\psi_{e}}$$
(3.51)
$$\frac{\overline{\eta}_{elTG}}{\overline{\Delta \sigma}} = \frac{\mu_{T}}{\Psi_{e}} [(\sigma \beta_{\kappa})^{\mu_{T}} - 1]^{-1}$$
(3.52)

Analiza powyższych równań pozwala na sformułowanie następujących uwag:

- Nawet niewielkie odchylenia założonych do obliczeń parametrów mogą istotnie wpływać na przebieg charakterystyk badanego układu. Ilustruje to obliczony przez autora przebieg funkcji (3.43) ÷ (3.52) pokazany na rys. 3.8; wykonany dla temperatury t_{3a} = 1200°C i danych z punktu 3.4.4. Z rysunku przykładowo znajdujemy, że dla β_K = 15 względny przyrost sprawności wewnętrznej turbiny o 1% powoduje względny przyrost pracy efektywnej i względny przyrost sprawności wytwarzania energii elektrycznej o ~ 2,2%, z kolei przyrost względny sprawności wytwarzania energii elektrycznej o ~ 0,7% i przyrost ΔL_{eTG} o ~1.2%.
- 2. Najistotniejszy i jednakowy wpływ na zmianę pracy jednostkowej efektywnej ma zmiana temperatury T_{3a} i sprawności wewnętrznej turbiny.
- Najistotniejszy wpływ na zmianę sprawności generacji energii elektrycznej ma zmiana sprawności wewnętrznej turbiny gazowej.
- 4. Wpływ zmiany sprawności wewnętrznej turbiny na zmianę sprawności generacji energii elektrycznej oraz zmianę pracy jednostkowej efektywnej jest jednakowy.
- 5. Wpływ $\overline{\Delta\sigma}$ na $\overline{\Delta L}_{eTG}$ oraz $\overline{\Delta\eta}_{eTG}$ jest jednakowy.
- 6. Względna zmiana $\overline{\Delta T}_{3a}$ powoduje większą zmianę jednostkowej pracy efektywnej niż sprawności generacji energii elektrycznej.
- 7. Względna zmiana sprawności wewnętrznej sprężarki powoduje większa zmianę $\overline{\Delta L}_{eTG}$ aniżeli $\overline{\Delta \eta}_{elTG}$.
- 8. Przyrost względny $\overline{\Delta T}_{1a}$ powoduje większy spadek $\overline{\Delta L}_{eTG}$ niż spadek $\overline{\Delta \eta}_{eTG}$.



Fig. 3.8. Dependence $\frac{\overline{\Delta L}_{eTG}}{\overline{\Delta D}}$, $\frac{\overline{\Delta \eta}_{sTG}}{\overline{\Delta D}} = f(\beta_K)$ concerning a simple gas turbine system when $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C

Dla układu z regeneracją zależności $\overline{\Delta \eta}_{elTG} = f(\overline{\Delta D})$ wyznaczono wykorzystując (3.25) i (3.27) w postaci:

$$\frac{\Delta \eta_{elTG}}{\Delta \overline{T}_{3a}} = \frac{1}{\psi_{e}} \left(1 - r_{R} \frac{W_{2ax}}{W_{4a}} \frac{\eta_{elTG}}{\eta_{mT} \eta_{g} \eta_{KS}} \right) - \frac{(1 + m_{ag}^{-1})(C_{P})_{3a} T_{3a}}{m_{ag}^{-1} \eta_{KS} W_{d}} \left(1 - r_{R} \frac{W_{2ax}}{W_{4a}} \right)$$
(3.53)

$$\frac{\overline{\Delta\eta}_{elTG}}{\overline{\Delta T}_{1a}} = -\left\{\frac{1-\psi_e}{\psi_e}\left|1-\frac{\eta_{elTG}\cdot\eta_{mK}(1-r_R)W_{2ax}}{\eta_{KS}\cdot\eta_g(1+\gamma^*)W_{2a}}\right| - \frac{(C_p)_{1a}T_{1a}(1-r_R)W_{2ax}}{m_{ag}^{-1}W_{d}\eta_{KS}W_{2a}}\right\}$$
(3.54)

$$\frac{\overline{\Delta\eta}_{elTO}}{\overline{\Delta\eta}_{ik}} = \left(\frac{1 - \psi_{*}}{\psi_{e}}\right) \left[1 - \eta_{elTG} \frac{\eta_{mk} (1 - r_{R}) W_{2ak}}{\eta_{KS} \cdot \eta_{g} (1 + \gamma^{*}) W_{2a}}\right]$$
(3.55)

$$\frac{\overline{\Delta\eta}_{elTG}}{\overline{\Delta\eta}_{iT}} = \frac{1}{\Psi_e} \left(1 - r_R \frac{W_{2ax}}{W_{2a}} \frac{\eta_{elTG}}{\eta_{mT} \eta_g \eta_{KS}} \right)$$
(3.56)

$$\frac{\overline{\Delta \eta}_{elTG}}{\overline{\Delta \sigma}} = \frac{\mu_T}{\psi_e} \left[(\sigma \beta_K)^{\mu_T} - 1 \right]^{-1} \left(1 - r_k \frac{W_{2ax}}{W_{4a}} \frac{\eta_{elTG}}{\eta_{mT} \eta_g \eta_{KS}} \right)$$
(3.57)

Analiza równań (3.43) ÷ (3.47) oraz (3.53) + (3.57) dla układu turbiny z regeneracja pozwala na stwierdzenia:

- 1. W każdym przypadku względna zmiana o $\overline{\Delta T}_{3a}, \overline{\Delta T}_{1a}, \overline{\Delta \sigma}, \overline{\Delta \eta}_{iT}, \overline{\Delta \eta}_{iK}$ skutkuje zawsze większą zmianą $\overline{\Delta L}_{eTG}$ niż $\overline{\Delta \eta}_{eTG}$.
- 2. Podobnie jak w przypadku poprzednim, najistotniejszy wpływ na $\overline{\Delta \eta}_{elTG}$ ma $\overline{\Delta \eta}_{,T}$, z kolei na $\overline{\Delta L}_{eTG}$ jednakowo i najbardziej oddziałuje $\overline{\Delta T}_{3e}$ i $\overline{\Delta \eta}_{,T}$.

Obliczony przebieg zmienności równań $\frac{\overline{\Delta \eta}_{eff}}{\overline{\Delta D}}, \frac{\overline{\Delta L}_{eff}}{\overline{\Delta D}} = f(\beta_{\kappa})$ dla temperatury

 t_{3a} =1200°C i r_R = 0,8 pokazano na rys. 3.9. Odczytujemy z niego na przykład, że dla β_{κ} = 7 względny przyrost sprawności wewnętrznej turbiny o 1% skutkuje względnym przyrostem jednostkowej pracy efektywnej o 1,8% i względnym przyrostem sprawności wytwarzania energii elektrycznej o 1,2%, z kolei zmiana sprawności wewnętrznej sprężarki o 1% powoduje zmianę $\overline{\Delta L}_{eTG}$ o 0,84 % i zmianę $\overline{\Delta \eta}_{eTG}$ o 0,77 %.



Podobnie możemy odczytać skutki zmian każdej z wielkości $\overline{\Delta D}$ dla całego zakresu β_k dla obydwu badanych układów bez i z regeneracją wykorzystując rys. 3.8 lub rys. 3.9.

Względna zmiana wartości o $\overline{\Delta D}(D = T_{3a}, T_{1a}, \sigma, \eta_{iK}, \eta_{iT})$ skutkuje nie tylko zmianą sprawności i pracy, lecz również zmianą wartości stosunku ciśnień zapewniającego zarówno maksymalną wartość pracy jednostkowej, jak i maksymalną sprawność generacji energii elektrycznej.

Względną zmianę optymalnego stosunku ciśnień $\overline{\Delta\beta}_{\kappa}^{opt(L_{rrc})} = \frac{\Delta\beta_{\kappa}^{opt(L_{rrc})}}{\beta_{\kappa}^{opt(L_{rrc})}}$ dla maksymalnej pracy jednostkowej efektywnej układu prostego i z regeneracją wyznaczoną na podstawie (3.29) wyrażaja związki:

$$\frac{\overline{\Delta\beta}_{K}^{opt(L_{erg})}}{\overline{\DeltaT}_{3a}} = \frac{\overline{\Delta\beta}_{K}^{opt(L_{erg})}}{\overline{\Delta\eta}_{iK}} = \frac{\overline{\Delta\beta}_{K}^{opt(L_{erg})}}{\overline{\Delta\eta}_{iT}} = \frac{1}{\mu_{K} + \mu_{T}}$$
(3.58)

$$\frac{\overline{\Delta\beta}_{\kappa}^{op(\ell_{eqg})}}{\overline{\Delta T}_{1a}} = \frac{-1}{\mu_{\kappa} + \mu_{\tau}}$$
(3.59)

$$\frac{\overline{\Delta\beta}_{\kappa}^{opt(L_{rTG})}}{\overline{\Delta\sigma}} = \frac{-\mu_{T}}{\mu_{\kappa} + \mu_{T}}$$
(3.60)

Względną zmianę wartości stosunku ciśnień gwarantującego maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej $\overline{\Delta\beta}_{\kappa}^{opt(\eta_{effu})} = \frac{\Delta\beta_{\kappa}^{opt(\eta_{effu})}}{\beta_{\kappa}^{opt(\eta_{effu})}}$ wyznacza się na podstawie wynikającego z (3.30) równania:

$$\frac{\Delta\beta_{k}^{opi(\eta_{efG})}}{\Delta D} = \frac{\partial\beta_{k}^{opi(\ell_{efG})}}{\partial\beta_{k}^{opi(\ell_{efG})}} \frac{\Delta\beta^{opi(\ell_{efG})}}{\Delta D} + \frac{\partial\beta^{opi(\eta_{efG})}}{\partial\eta_{effU}} \frac{\Delta\eta_{effG}}{\Delta D}$$
(3.61)

Wykorzystując ponadto $(3.48) \div (3.52)$ oraz $(3.58) \div (3.60)$ dla układu prostego uzyskamy:

$$\frac{\overline{\Delta\beta}_{\kappa}^{opt(\eta_{elTG})}}{\overline{\Delta}T_{3a}} = \frac{1}{\mu_{\kappa} + \mu_{T}} \left\{ 1 + \left[\frac{1}{\psi_{e}} - \frac{(1 + m_{ag})(C_{p})_{3a}T_{3a}}{\eta_{\kappa S}W_{d}} \right] \frac{D_{3}\eta_{elTG}}{1 - D_{3}\eta_{elTG}} \right\}$$
(3.62)

$$\frac{\overline{\Delta\beta}_{\kappa}^{opt(\eta_{arG})}}{\overline{\DeltaT}_{1a}} = -\frac{1}{\mu_{\kappa} + \mu_{T}} \left\{ 1 + \eta_{elTG} D_{3} \left[\frac{1 - \psi_{e}}{\psi_{e}} - \frac{m_{ag}(C_{\rho})_{1a} T_{1a}}{\eta_{\kappa S} \cdot W_{d} (1 - D_{3} \eta_{elTG})} \right] \right\}$$
(3.63)

$$\frac{\overline{\Delta\beta}_{\kappa}^{opt(\eta_{effG})}}{\overline{\Delta\eta}_{i\kappa}} = \frac{1}{\mu_{\kappa} + \mu_{\tau}} \left[1 + \frac{(1 - \psi_{e})}{\psi_{e}} D_{3} \cdot \eta_{effG} \right]$$
(3.64)

$$\frac{\overline{\Delta\beta}_{\kappa}^{opt(\eta_{effG})}}{\overline{\Delta\eta}_{iT}} = \frac{1}{\mu_{\kappa} + \mu_{T}} \left(1 + \frac{1}{\psi_{\star}} \frac{D_{3} \cdot \eta_{elTG}}{1 - D_{3} \eta_{elTG}} \right)$$
(3.65)

$$\frac{\overline{\Delta\beta}_{\kappa}^{epe(\eta_{effG})}}{\overline{\Delta\sigma}} = -\frac{\mu_{T}}{\mu_{\kappa} + \mu_{T}} \left\{ 1 - \frac{1}{\psi_{e}} \frac{D_{3}\eta_{effG}}{(1 - D_{3}\eta_{effG})} \left[(\sigma\beta_{\kappa})^{\mu_{T}} - 1 \right]^{-1} \right\}$$
(3.66)

gdzie:

$$D_{3} = \frac{\eta_{mK}}{\eta_{g}\eta_{KS}(1+\gamma^{*})}$$
(3.67)

Na rys.3.10 wyznaczono przykładowo zmianę sprężu optymalnego $\overline{\Delta\beta}_{\kappa}^{qm(L_{mi})}$ spowodowaną zmianą sprawności wewnętrznej turbiny gazowej z $\eta_{17}=0,9$ do wartości $\eta_{17}=0,91$ (linia ciągła) oraz spowodowaną zmniejszeniem strat ciśnienia w poszczególnych węzłach instalacji o 20% (tzn. zmniejszono o 20% wartości ζ_1, ζ_2 i ζ_3 , linia przerywana). Obliczenia przeprowadzono w zakresie 1200°C $\leq t_{3a} \leq 1400$ °C, dla danych z punktu 3.4.4.



Rys. 3.10. Zależność Δβ^{αρ(L_{erti})} = f(t_{3a}) przy wzroście sprawności η_{iT} od 09 do 0,91 (linia ciagła) i zmniejszeniu strat ciśnienia w poszczególnych węzłach instalacji o 20% (linia przerywana)
 Fig. 3.10. Dependence Δβ^{αρ(L_{erti})} = f(t_{3a}) at an efficiency increase from 0.9 to 0.91 (full line) and decreasing pressure losses in the respective notes of the installation by 20% (broken line)

- 48 -

3.6. Chłodzenie turbiny gazowej

3.6.1. Wprowadzenie

Z przedstawionych zależności (3.24) i (3.25) wynika, że sprawność oraz praca jednostkowa są monotonicznie zależne od temperatury spalin na włocie do turbiny gazowej (t3a). Przyrost tej maksymalnej temperatury obiegu powoduje wzrost zarówno pracy jednostkowej (wewnętrznej, efektywnej), jak i sprawności (termicznej obiegu, wytwarzania energii elektrycznej). Zilustrowane na rysunku 3.4 rezultaty obliczeń są liczbowym potwierdzeniem tego. W ten sposób uzasadnione są ciągłe zainteresowania projektantów i konstruktorów turbin gazowych skupione na zwiększaniu temperatury spalin dolotowych do turbiny gazowej. Jednocześnie ze wzrostem t3a rosą koszty inwestycyjne związane z koniecznością stosowania coraz droższych materiałów żarowytrzymałych. W przypadku turbin gazowych istotne jest również zagadnienie żywotności elementów pracujących w obszarze najwyższych temperatur. Należą do nich głównie układ łopatkowy oraz rury żarowe komór spalania. Zespoły te z reguły są obliczane na czas krótszy od okresu eksploatacji instalacji turbiny gazowej jako całości i podlegają cyklicznej wymianie. Konsekwencją tego są dodatkowe straty związane z postojem instalacji i koszty związane z pracami remontowymi. Ze wzrostem temperatury t3a częstotliwość cykli remontowych rośnie, a co za tym idzie, koszty i straty związane z tym.

Ogólnie można stwierdzić, że chłodzenie jest uzasadnione wtedy, kiedy nie spowoduje zwiększenia kosztów wytwarzania energii elektrycznej w instalacji turbiny gazowej (lub w układzie hierarchicznym, w którym turbina jest zainstalowana) oraz nie zmniejszy niezawodności i dyspozycyjności instalacji.

We współczesnych turbinach przemysłowych z reguły dla $t_{3a} \ge 850^{\circ}$ C stosuje się chłodzenie gorących elementów turbiny przy użyciu powietrza – głównie pobieranego za sprężarką lub z jej specjalnych upustów. W turbinach lotniczych i lotniczopochodnych, których obliczeniowy czas eksploatacji jest krótszy, chłodzenie wprowadza się dla $t_{3a} \ge 950^{\circ}$ C (1000°C).

Według [3] w zależności od temperatury t_{3a} chłodzone są następujące elementy turbiny:

- 850°C≤ t_{3a} ≤ 950°C wyłącznie kierownice pierwszego stopnia,
- 1000°C ≤ t_{3a} ≤ 1050°C kierownice i łopatki pierwszego stopnia,
- $1100^{\circ}C \le t_{3a} \le 1150^{\circ}C$ pierwszy stopień i kierownice drugiego stopnia,
- 1200°C ≤ t_{3a} ≤ 1300°C pierwszy i drugi stopień.

Przedstawione dane nie stanowią powszechnie stosowanej zasady, w praktyce bowiem stosuje się różne układy chłodzenia. Ogólnie wyróżnia się trzy różne układy chłodzenia (przy czym szczegółowe rozwiązania konstrukcyjne układu chłodzenia bywają bardzo różnorodne [42]:

- a) układ otwarty, w którym powietrze ze sprężarki kierowane jest jako czynnik chłodzący do turbiny i po ochłodzeniu wybranych węzłów przepływa do spalin zwiększając strumień substancji przepływającej przez turbinę,
- b) układ zamknięty, w którym czynnik chłodzący przepływa w zamkniętym konturze, w którego obiegu znajduje się chłodnica. W tym wypadku czynnikiem chłodzącym może być zarówno powietrze, jak i inne medium,
- c) układy kombinowane łączące cechy systemu otwartego i zamkniętego, zarówno jedno jak i dwuczynnikowe. Ich cechą charakterystyczną jest zazwyczaj dążenie do odzysku ciepła odebranego w układzie chłodzenia turbiny.

Ilość substancji medium chłodzącego odniesiona do strumienia spalin przy danej temperaturze na wlocie do turbiny gazowej jest miarą skuteczności i nowoczesności konstrukcyjno-przepływowej systemu chłodzenia całej turbiny. Mniejszy strumień chłodzący powoduje powstanie mniejszych strat w układzie i tym samym mniejszą stratę sprawności i pracy jednostkowej.

W przypadku chłodzenia powietrzem ze sprężarki układu turbiny z reguły wprowadza się wskaźnik γ_{ch} zdefiniowany jako:

$$\gamma_{ch} = \frac{m_{ch}}{m_{1a}} \tag{3.68}$$

gdzie: m_{ch} , m_{1a} – strumień powietrza użytego do chłodzenia i strumień powietrza zasysanego do spreżarki powietrza.

Z danych przedstawionych w [93] wynika liniowa zależność $\gamma_{ch} = f(t_{3a})$, przy czym $\gamma_{ch} \equiv 0,08$ dla $t_{3a} = 850^{\circ}$ C i $\gamma_{ch} \equiv 0,15$ dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C, na podstawie [3, 78] otrzymujemy $\gamma_{ch} \equiv 0,045 \div 0,05$ dla $t_{3a} = 950^{\circ}$ C oraz $\gamma_{ch} \equiv 0,135 \div 0,15$ dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C ($8 < \beta_T < 22$), w [113] podaje się dla $T_{3a} = 1400$ K $\gamma_{ch} = 0,09$, co jest istotnym zmniejszeniem w porównaniu do wcześniej podanych.

Należy zwrócić uwagę, że jeżeli użyjemy wskaźnika chłodzenia γ_{ch}^* zdefiniowanego jako stosunek strumienia powietrza użytego do chłodzenia do strumienia powietrza doprowadzonego do komory spalania (m_{2a}), to między γ_{ch} a γ_{ch}^* istnieje związek:

- 49 -

$$\gamma_{ch} = \frac{\gamma_{ch}}{1 + \gamma_{ch}^*} \tag{3.69}$$

Jeśli uwzględnimy również powietrze sprężone tracone w uszczelnieniach zewnętrznych (m_u) turbiny i sprężarki poprzez wprowadzenie wskaźnika:

$$\gamma_{u} = \frac{m_{u}}{m_{1\sigma}} \quad lub \quad \gamma_{u}^{*} = \frac{m_{u}}{m_{2\sigma}}$$
(3.70)

to pomiędzy wprowadzonymi wskaźnikami istnieje związek:

$$\frac{1}{1 - \gamma_{ch} - \gamma_{u}} = 1 + \gamma_{ch}^{*} + \gamma_{u}^{*}$$
(3.71)

Uwzględnienie w obliczeniach chłodzenia stosowane może być na dwóch poziomach analizy [42]:

- Szczegółowe obliczenia cieplno-przepływowe układu łopatkowego turbiny gazowej. W tym wypadku algorytm obliczeń zawiera dwa wzajemnie ze sobą powiązane zagadnienia [43, 81]: a) obliczenia wymiany ciepła w układzie przepływowym dla zadanej geometrii i znanych temperatur metalu wieńców łopatkowych w celu wyznaczenia wpływu strumienia czynnika chłodzącego oraz wyznaczenie strumieni ciepła przejmowanego przez czynnik chłodzący, b) wyznaczenie kinematyki przepływu oraz szczegółowych parametrów przepływu przez chłodzony układ łopatkowy.
- II) W celu oceny wpływu chłodzenia na charakterystyki układu turbiny gazowej, jak i przy parametrycznej analizie obiegów tworzymy uproszczone modele układu uwzględniające proces chłodzenia. W tym wypadku wystarczające jest na ogół przyjęcie ogólnej struktury rozpływu czynnika chłodzącego [109].

Straty związane z procesem chłodzenia można ogólnie podzielić na bezpośrednie i pośrednie. Pierwsze z nich są konsekwencją zmniejszenia strumienia spalin przepływających przez turbinę wskutek skierowania strumienia powietrza chłodzącego do układu łopatkowego turbiny z pominięciem komory spalania. Podstawową przyczyną drugiego rodzaju strat jest proces mieszania powietrza chłodzącego omywającego powierzchnie chłodzone, w tym również krawędzie wlotowe i wylotowe łopatek ze strumieniem spalin w układzie łopatkowym i związane z tym zaburzenia przepływu w wieńcach łopatkowych. Konsekwencją tego jest mniejsza sprawność wewnętrzna turbiny chłodzonej w porównaniu do sprawności wewnętrznej turbiny nie chłodzonej.

Wyznaczenie dokładne sprawności wewnętrznej stopni turbiny chłodzonej wymaga znajomości strumieni ciepła, jest więc w istocie przedmiotem analiz prowadzonych na poziomie wymienionych wyżej jako I. Dostępne w literaturze informacje o zmianie sprawności wewnętrznej stopnia turbinowego wskutek jego chłodzenia dotyczą konkretnych geometrii i szczegółowych parametrów przepływu. Na ich podstawie, podobnie jak w [3, 93], można założyć, że obniżka sprawności wewnętrznej izentropowej turbiny spowodowana mieszaniem się powietrza chłodzącego z głównym strumieniem spalin jest proporcjonalna do udziału powietrza chłodzącego, skąd wynika:

$$\frac{(\eta_{i\bar{t}})}{(\eta_{i\bar{t}})_{nch}} \cong 1 - A\gamma_{ch}$$
(3.72)

gdzie: η_{iT} , $(\eta_{iT})_{nch}$ - sprawność wewnętrzna izentropowa turbiny chłodzonej i nie chłodzonej, A – współczynnik określający spadek sprawności wewnętrznej w procentach na 1% domieszki powietrza chłodzącego, zależny od parametrów konstrukcyjnych i przepływowych oraz sprawności wewnętrznej turbiny nie chłodzonej, $A = 0,15 \div 0,25$ [93].

3.6.2. Wpływ chłodzenia na charakterystyki termodynamiczne

Analizę termodynamiczną wpływu chłodzenia łopatek na pracę turbiny gazowej przeprowadził między innymi El-Masri [47, 48].

Ocenę wpływu chłodzenia na charakterystyki prostej instalacji turbiny gazowej dokonano dla dwóch różnych struktur chłodzenia przedstawionych kolejno na rys. 3.11 i rys. 3.12. Układy te porównano z instalacją turbiny bez chłodzenia, przy tym samym strumieniu spalin m_{3a} , i tej samej temperaturze na wylocie z komory spalania (t_{3a}).

Dla struktury z rys. 3.11 całkowity strumień powietrza do chłodzenia (m_{ch}) układu łopatkowego pobierany jest zza sprężarki i rozdzielany na strumienie $(m_{ch})_j$ (j = 1, ...,n) do chłodzenia poszczególnych wieńców łopatkowych i strumień powietrza sprężonego traconego w uszczelnieniach zewnętrznych turbiny i sprężarki m_u (γ_u) .

Dla układu z rys. 3.12 pierwszy strumień powietrza $(m_{ch})_i$ pobierany jest zza sprężarki i kierowany do chłodzenia pierwszego stopnia. Pozostałe strumienie powietrza chłodzącego $(m_{ch})_i$ (j = 2, ...n) pobierane są z kolejnych przekrojów sprężarki przy coraz niższym ciśnieniu i doprowadzane do chłodzenia kolejnych wieńców łopatkowych. Z każdego przekroju pobierane jest również powietrze do uszczelnień zewnętrznych turbiny i sprężarki w ilości $(m_{u})_i$ (j = 1, ...n).

- 50 -







Rys. 3.12. Schemat i oznaczenia dla drugiej (II) struktury chłodzenia Fig. 3.12. Diagram and denotations concerning the second (II) cooling structure Dla obydwu analizowanych układów zapiszemy bilanse masy i definicje oznaczeń:

$$m_{1a} = m_{2a} + m_{u} + m_{ch}$$

$$m_{u} = \sum_{j=1}^{j=n} (m_{u})_{j} \qquad m_{ch} = \sum_{j=1}^{j=u} (m_{ch})_{j}$$

$$(\alpha_{u})_{j} = \frac{(m_{u})_{j}}{m_{u}} \qquad \alpha_{j} = \frac{(m_{ch})_{j}}{m_{ch}}$$
(3.73)

Dla układu z rys. 3.12 $(\alpha_{\mu})_{j} = 0 \operatorname{dla} j \neq 1$.

Zgodnie z oznaczeniami podanymi na rys. 3.11, moc wewnętrzna sprężarki powietrza jest równa:

$$N_{iK} = m_{1a} \sum_{j=1}^{j=n} \frac{(\Delta h_K)_j}{(\eta_{iK})_j}$$
(3.74)

Dla układu pokazanego na rys. 3.12 równanie na Nik łatwo doprowadzamy do postaci:

$$N_{iK} = m_{ia} \sum_{j=1}^{j=n} \frac{(\Delta h_{K})_{j}}{(\eta_{iK})_{j}} - m_{ch} \sum_{j=2}^{j=n} \alpha_{j} \left[\sum_{i=1}^{i=j-1} \frac{(\Delta h_{K})_{i}}{(\eta_{iK})_{i}} \right] - m_{u} \sum_{j=2}^{j=n} (\alpha_{u})_{j} \left[\sum_{i=1}^{i=j-1} \frac{(\Delta h_{K})_{i}}{(\eta_{iK})_{i}} \right]$$
(3.75)

W powyższych równaniach $(\eta_{ik})_j$, $(\Delta h_k)_j$ jest sprawnością izentrpową oraz rozporządzalną izentropową zmianą entalpii powietrza między poszczególnymi przekrojami (w stopniach) sprężarki (dla j = 1, ...n). Proces kompresji wraz z oznaczeniami przedstawiono na rys. 3.13.

Moc wewnętrzna turbiny dla obydwu analizowanych struktur jest równa:

$$N_{iT} = (m_{2a} + m_p) \sum_{j=1}^{l=m} (\Delta h_T)_j (\eta_{iT})_j + m_{ch} \sum_{j=1}^{l=m} \alpha_j \left[\sum_{i=1}^{l=m} (\Delta h_T)_i (\eta_{iT})_i \right]$$
(3.76)

gdzie: $(\eta_{iT})_{j}, (\Delta h_{T})_{j}$ - jest sprawnością izentropową oraz rozporządzalną izentropową zmianą entalpii spalin pomiędzy poszczególnymi przekrojami (w stopniach) turbiny.

Fragment procesu ekspansji w turbinie zilustrowano na rys. 3.14. Widoczne tam obniżenie temperatury spalin przed kolejnym stopniem na skutek mieszania spalin z powietrzem chłodzącym wynika z bilansu energii, który dla układu z rys. 3.12 można sformułować jako:

$$(m_{3a})_{j}(h_{3a})_{j} + m_{ch} \cdot \alpha_{j+1}(h_{2aw})_{j+1} = (N_{iT})_{j} + [(m_{3a})_{j} + m_{ch}\alpha_{j+1}](h_{3a})_{j+1}$$
(3.77)

Kolejne człony wyrażenia (3.77) określają entalpie spalin na wlocie do stopnia, entalpię dopływającego powietrza chłodzącego, moc wewnętrzną stopnia, entalpie odpływającego strumienia spalin wraz z domieszanym powietrzem chłodzącym. Z (3.77) otrzymujemy:

$$(h_{3a})_{j+1} = \frac{(m_{3a})_j (h_{3aw})_j + m_{ch} \cdot \alpha_{j+1} (h_{2aw})_{j+1}}{(m_{3a})_j + m_{ch} \cdot \alpha_{j+1}}$$
(3.78)

W równaniach (3.77) i (3.78) stosownie do oznaczeń z rys. 3.13 i 3.14 $(h_{3a})_j$, $(h_{3aw})_j$ – jest entalpią właściwą spalin na początku i końcu ekspansji w stopniu turbinowym j, $(h_{2aw})_j$ – entalpią właściwą powietrza opuszczającego przekrój sprężarki , $(m_{3a})_j$ – strumieniem masy spalin w punkcie (3a)_j. Ostatnia wielkość wyznaczana jest z:

$$(m_{3a})_{j} = (m_{3a})_{j-1} + m_{ch} \cdot \alpha_{j}$$
(3.79)

Dla układu chłodzenia z rys. 3.11 w (3.77) i (3.78) w miejsce $(h_{2aw})_{j+1}$ należy podstawić $(h_{2aw})_1$ (przy czym oczywiste jest, że $h_{2a} = h_{2aw1}$).







Zgodnie z (3.76) oraz (3.75) lub (3.74), praca jednostkowa efektywna oraz sprawność generacji energii elektrycznej dla badanych układów przyjmie postać:

$$L_{e_{TG}} = (1 - \gamma_{ch} - \gamma_{u})(1 + m_{ag}^{-1})\eta_{mT} \sum_{j=1}^{j=n} (\Delta h_{T})_{j} (\eta_{iT})_{j} + \gamma_{ch} \eta_{mT} \sum_{j=1}^{j=n} \alpha_{j} \left[\sum_{i=j}^{i=n} (\Delta h_{T})_{i} (\eta_{iT})_{i} \right] - \eta_{mK}^{-1} \left[\sum_{j=1}^{j=n} \frac{(\Delta h_{K})_{j}}{(\eta_{iK})_{j}} - D_{1} \right]$$
(3.80)

$$\eta_{alTG} = \frac{m_{ag} \cdot \eta_g}{W_{d}} \left\{ \left(1 + m_{ag}^{-1} \right) \eta_{mT} \sum_{j=1}^{j=n} (\Delta h_T)_j (\eta_{iT})_j + \frac{\gamma_{ch} \cdot \eta_{mT}}{1 - \gamma_{ch} - \gamma_u} \sum_{j=1}^{j=n} \alpha_j \left[\sum_{i=j}^{i=n} (\Delta h_T)_i (\eta_{iT})_i \right] - \frac{\eta_{mK}^{-1}}{1 - \gamma_{ch} - \gamma_u} \left[\sum_{j=1}^{i=n} \frac{(\Delta h_K)_j}{(\eta_{iK})_j} - D_i \right] \right\}$$
(3.81)

Dla układu z rys. 3.11 $D_1 = 0$, dla struktury II (przedstawionej na rys. 3.12) wartość ta jest równa:

$$D_{1} = \gamma_{ch} \sum_{j=2}^{j=n} \alpha_{j} \left[\sum_{i=1}^{i=j-1} \frac{(\Delta h_{K})_{i}}{(\eta_{iK})_{i}} \right] + \gamma_{u} \sum_{j=2}^{j=n} (\alpha_{u})_{j} \left[\sum_{i=1}^{i=j-1} \frac{(\Delta h_{K})_{i}}{(\eta_{iK})_{i}} \right]$$
(3.82)

- 54 -

Jeżeli przyjmujemy, że dla obydwu struktur $(\Delta h_r)_j$ pozostaje takie same, to widoczne są związki:

$$L_{eTG}(II) - L_{eTG}(I) = \eta_{mK}^{-1} \cdot D_1$$
(3.83)

$$\eta_{eITG}(II) - \eta_{eITG}(I) = \frac{m_{ag} \cdot \eta_g \cdot D_1}{(1 - \gamma_{ch} - \gamma_u)W_d \eta_{mK}}$$
(3.84)

3.6.3. Przyjęte dane i wyniki obliczeń

Badanie wpływu chłodzenia na charakterystyki termodynamiczne instalacji prostej turbiny gazowej wykonano dla dwóch różnych struktur chłodzenia pokazanych na rysunkach 3.11 i 3.12. Obliczenia przeprowadzono dla temperatury spalin na wylocie z komory spalania $t_{3a}=1200^{\circ}$ C dla dwóch różnych strumieni powietrza chłodzącego równych 7 i 10% strumienia powietrza sprężonego ($\gamma_{ch} = 0,07$ i $\gamma_{ch}=0,1$). Przyjęto, że powietrze chłodzące miesza się ze spalinami w czterech punktach:

- przed wirnikiem stopnia pierwszego (ilość tego powietrza odniesioną do całkowitej ilości powietrza chłodzonego określa zgodnie ze wzorem (3.73) wskaźnik α₁,α₁=0,45),
- 2) za stopniem pierwszym ($a_2 = 0,25$),
- 3) za stopniem drugim ($\alpha_3 = 0,2$),
- 4) za stopniem trzecim ($\alpha_4 = 0, 1$).

W przypadku obliczeń układu z rys. 3.12, powietrze w wymaganych wyżej ilościach pobierane jest z odpowiednich ze względu na ciśnienie przekrojów sprężarki, dla struktury układu z rys. 3.11 całość powietrza chłodzącego pobierana jest zza sprężarki.

W obliczeniach przyjęto sprawność stopnia turbiny i sprężarki równą:

 $(\eta_{iT})_{i} = 0,87$ $(\eta_{iK})_{i} = 0,88$ j = 1, 2, 3, 4

Ilość powietrza traconego w uszczelnieniach zewnętrznych turbiny i sprężarki założono równą 0,5% strumienia powietrza sprężonego ($\gamma_u = 0,005$), przy czym przyjęto, że w całości ona pochodzi z zza sprężarki (α_u)_I = 1.

Pozostałe niezbędne do obliczeń dane są takie same, jak w rozdziale 3.4.4. Na rys. 3.15 pokazano wpływ chłodzenia na przebieg zależności $\eta_{elTG} = f(\beta_K)$, dla porównania pokazano tam również przebieg tej samej zależności dla turbiny niechłodzonej ($\gamma_{ch} = 0$). Z przedstawionego rysunku wynika, że straty sprawności wytwarzania energii elektrycznej rosną ze wzrostem stosunku ciśnień w sprężarce (w badanym zakresie) i ze wzrostem ilości powietrza użytego do chłodzenia (γ_{ch}), są jednocześnie większe w przypadku pobierania całej ilości powietrza do chłodzenia zza sprężarki (struktura I, rys. 3.11). Liczbowe wartości strat sprawności (różnica pomiędzy sprawnością wytwarzania energii elektrycznej układu niechłodzonego i chłodzonego wyrażona w punktach procentowych) zestawiono w tablicy 3.1 dla dwóch stosunków ciśnień w sprężarce powietrza.

Tablica 3.1

Straty sprawności spowodowane chłodzeniem

	$\gamma_{ch} = 0,07$		$\gamma_{ch} = 0,1$	
	$\beta_K = 15$	$\beta_{K} = 30$	$\beta_K = 15$	$\beta_K = 30$
Struktura II	0,36%	0,65%	0,53%	0,97%
(rys. 3.12) Struktura I	0,94%	1,4%	1,39%	2,07%

Rys. 3.15. Wpływ chłodzenia na sprawność generowania energii elektrycznej (- II struktura chłodzenia, --- I struktura chłodzenia)

Fig. 3.15. The influence of cooling on the efficiency of generating electric energy (- II cooling structure, ---l cooling structure)

Rys. 3.16 ilustruje wpływ chłodzenia na pracę jednostkową efektywną. Wyznaczone charakterystyki $L_{eTG} = f(\beta_{\kappa})$ przebiegają coraz niżej ze wzrostem ilości powietrza użytego do chłodzenia. Straty pracy jednostkowej efektywnej (różnica pomiędzy pracą jednostkową efektywną układu niechłodzonego i chłodzonego) są większe dla układu z rys. 3.11 niż z rys. 3.12, liczbowe wartości tych strat pokazano w tablicy 3.2.

- 58 -

Straty pra	acy jednostkowej e	fektywnej (w kJ/k	g powietrza) spow	Tablica 3 odowane
	and the later	chłodzenie	em	
	$\gamma_{ch} = 0,07$		$\gamma_{ch} = 0,1$	
	$\beta_K = 15$	$\beta_K = 30$	$\beta_{K} = 15$	$\beta_{\kappa} = 30$
Struktura II (rys. 3.12)	29,04	28,29	41,51	40,47
Struktura I (rys. 3.11)	34,66	34,27	49,54	48,98

Rys. 3.16. Wpływ chłodzenia na prace jednostkową efektywną (- II struktura chłodzenia, --- I struktura chłodzenia) Fig. 3.16. The influence of cooling on the effective unit operation (- II cooling structure,

--- I cooling structure)

Na rys. 3.17 pokazano straty sprawności wytwarzania energii elektrycznej i straty pracy jednostkowej spowodowanej zmniejszeniem sprawności wewnętrznej turbiny wskutek jej chłodzenia, sa to wjec straty określane wcześniej jako pośrednie. Przy ich wyznaczaniu sprawność stopnia niechłodzonego turbiny obliczono z zależności (3.72) podstawiając w niej A = 0.15 i $\gamma_{ch} = 0.07$ lub $\gamma_{ch} = 0.1$ oraz sprawność stopnia chłodzonego przyjętą wcześniej. W istocie więc wyznaczone straty spowodowane są wyłącznie zmianą sprawności stopnia turbinowego i moga być również wyznaczone według metodologii opisanej w 3.5.

- 59 -

Rys. 3.17. Wpływ zmiany sprawności wewnętrznej turbiny na wskutek chłodzenia na straty sprawność generacji energii elektrycznej i stratę pracy jednostkowej efektywnej Fig. 3.17. The influence of changes of the internal efficiency of the turbine due to cooling on the loss of the efficiency of generating electric energy and on the loss of effective unit operation

- 60 -

3.7. Analiza efektywności ekonomicznej

3.7.1. Określenie nakładów inwestycyjnych

Nakłady inwestycyjne na realizację projektu budowy elektrowni, w tym również z turbiną gazową w obiegu prostym i regeneracją, wyznaczyć można jako iloczyn kosztu zakupu maszyn i urządzeń C oraz współczynnika A (uwzględniającego koszty budowy, podłączeń i budynków, stopień zautomatyzowania i szczegółową konfigurację układu) [82, 92, 99]:

$$J = A \cdot C \tag{3.85}$$

Najdokładniejsze dane co do wysokości nakładów inwestycyjnych uzyskuje się dopiero po zrealizowaniu projektu inwestycyjnego. W pracach studialnych, będących podstawą do podjęcia decyzji inwestycyjnych, z reguły wykorzystuje się dane statystyczne zebrane z analogicznych, już realizowanych projektów. Do przybliżonych szacunków wysokości nakładów inwestycyjnych można stosować metodę określoną jako wykładniczą [7, 88, 101]. Wynika z niej, że szacunkowy koszt urządzenia C opisanego wielkością charakterystyczną X o parametrach i cechach konstrukcyjnych, które zbliżone są do tzw. urządzenia wzorcowego (o znanym koszcie C_w i znanej wielkości charakterystycznej X_w), wyznacza się z zależności [99]:

$$C = C_{*} \left(\frac{X}{X_{*}}\right)^{\#S}$$
(3.86)

W przypadku urządzeń energetycznych wielkością charakterystyczną, z reguły, jest moc urządzenia. Wartość wykładnika skalującego *WS* podano dla różnych urządzeń w [88], dla turbin gazowych o mocy 0,01 MW $\leq N_e \leq 15$ MW, wykładnik skalujący *WS* = 0,65, przy mocach 70 MW $\leq N_e \leq 200$ MW podano wartość *WS* = 0,89.

Przy określeniu kosztów urządzeń często bazuje się na jednostkowych kosztach (C_j) odniesionych do wielkości charakterystycznej X [26, 33, 59, 82]. W tym wypadku:

$$C = C_i \cdot X \tag{3.87}$$

Zakładając, że wielkością charakterystyczną jest moc elektryczna, koszt jednostkowy zakupu turbiny gazowej autor wyznaczył równy [33]:

$$\begin{split} C_{_{jTG}} &= 691, 93 \cdot N_{elTG}^{-0,2416} \text{ dla } N_{elTG} \leq 260 \ MW \\ C_{_{jTG}} &= 731, 69 \cdot N_{elTG}^{-0,3533} \text{ dla } N_{elTG} \leq 10 \ MW \end{split}$$

Wartość C_{JTG} uzyskujemy z powyższych równań w USD/kW podstawiając do nich N_{eITG} w MW.

Zwrócić należy uwagę, że koszt zakupu instalacji turbiny gazowej (C_{TG}) składa się z kosztu: zakupu sprężarki (C_K), komory spalania (C_{KS}), turbiny (C_T) i rekuperatora (C_R) dla układu turbiny gazowej z regeneracją. W ten sposób równanie (3.85) przyjmie postać: $J = A \cdot C_{TG} = A(C_K + C_{KS} + C_T + C_R)$ (3.88)

Wielkości wymienione wyżej i wyrażone w USD wyznaczyć można z zależności [1, 51, 85, 111]

$$C_{\kappa} = C_1 \frac{39.5 \cdot m_{1g}}{0.9 - \eta_{\kappa}} \cdot \beta_{\kappa} \cdot \ln \beta_{\kappa}$$
(3.89)

$$C_{KS} = C_1 \cdot \frac{25.6 \cdot m_{2a}}{0.995 - (1 - \zeta_2)} \left[1 + \exp(0.018 \cdot T_{3a} - 26.4 \cdot C_2) \right]$$
(3.90)

$$C_{T} = C_{1} \frac{266,3 \cdot m_{3a}}{0,92 - \eta_{iT}} \cdot \ln \beta_{T} \cdot \left[1 + \exp(0,036 \cdot T_{3a} - 54,4 \cdot C_{2})\right]$$
(3.91)

$$C_R = 2290 \ F^{0.0}$$

gdzie: m_{1a} – strumień powietrza przepływającego przez sprężarkę w kg/s, m_{3a} – strumień spalin przepływający przez turbinę w kg/s, F – powierzchnia rekuperatora w m².

Powierzchnię rekuperatora występującą w równaniu (3.92) określić można wykorzystując równania Pecleta w postaci:

$$F = \frac{m_{2a}(h_{2ax} - h_{2a})}{k[(T_{4a} - T_{2ax}) - (T_{4ax} - T_{2a})]} ln \frac{T_{4a} - T_{2ax}}{T_{4ax} - T_{2e}}$$
(3.93)

gdzie: k - współczynnik przenikania ciepła.

Zależność (3.93) łatwo doprowadzimy do formuły [30]:

$$F = \frac{ln\left[\left(1 - r_{R}\right)\left(1 - \frac{W_{2a}}{W_{4a}}r_{R}\right)^{-1}\right]}{k\left(\frac{1}{W_{4a}} - \frac{1}{W_{2a}}\right)}$$

 $F = \frac{W_{2a}}{k} \frac{r_R}{1 - r_R}$

Jeżeli założymy $W_{2a}/W_{4a} = 1$, to:

(3.95)

(3.94)

gdzie: W_{2a} , W_{4a} pojemność cieplna powietrza i spalin w punktach z rys.3.1b ($W_{2a} = W_{2ax}$).

Określone przy użyciu równań (3.89) ÷ (3.92) koszty zakupu instalacji turbiny gazowej są obarczone błędem mniejszym od 15% [1] w porównaniu do kosztów prezentowanych w Gas Turbine World 1995 Handbook, przy czym przyjęto tam $C_1 = 1,051$ i $C_2 = 1,207$.

Całkowite nakłady inwestycyjne dla badanego układu kształtują się według różnych źródeł w zakresie 1,78 ÷ 3,5 ceny zakupu urządzeń wchodzących w skład układu. Wartość współczynnika A zależy, jak już wspomniano, od wielu czynników i tak np. w [26] określono A = 1,78 jako wartość minimalną, w [85] podano A = 3,5, wartości pośrednie można wyznaczyć na podstawie [10, 82, 87, 99].

Z (3.88) + (3.92) wynika, że jednostkowy koszt zakupu (USD/kW) instalacji turbiny pracującej w układzie prostym lub z regeneracją jest funkcją jej podstawowych parametrów, takich jak: T_{3a} , β_K , η_{iK} , η_{iT} , ζ_2 , r_R , i nie zależy od mocy elektrycznej. Jeżeli obliczenia prowadzone są przy stałych wartościach sprawności sprężarki turbiny oraz niezmiennych stratach ciśnienia i stałej wartości stopnia regeneracji, to nakłady inwestycyjne na realizację projektu budowy badanych elektrowni:

$$J = f(N_{el}, T_{3a}, \beta_K)$$
(3.96)

3.7.2. Koszty produkcji energii elektrycznej

Koszt produkcji energii elektrycznej w instalacji turbiny gazowej wyznaczyć można opierając się na przedstawionym w rozdziale 2.3 progu rentowności z zależności [79]:

$$C_{el} = \frac{\sum_{i=0}^{i=N} (J_i + K_{F,i} + K_{NP,i})(1+r)^{-i}}{\sum_{i=0}^{i=N} E_{el,i} (1+r)^{-i}}$$
(3.97)

gdzie: J_t wydatki inwestycyjne w roku t, $K_{F,t}$ - koszty paliwowe w roku t, $K_{NP,t}$ - pozapaliwowe koszty produkcji poniesione w roku t, $E_{el,t}$ - produkcja energii elektrycznej netto w roku t, N - okres budowy i eksploatacji (lat), r - stopa dyskonta.

Najogólniej rzecz biorąc, roczne koszty paliwowe oraz roczną produkcję energii wyznaczamy wykorzystując wartości chwilowe: sprawności wytwarzania energii elektrycznej (η_{elTG}) oraz mocy (N_{elTG}) z zależności:

$$C_{p} \int_{0}^{T_{eff}} \frac{N_{effG}}{\eta_{effG} \cdot Wd} d\tau$$
(3)

98)

104)

$$E_{el} = \int_{0}^{1} N_{elTG} (1 - P_{w}) d\tau$$
(3.99)

gdzie: P_w – wskaźnik potrzeb własnych, C_p – cena paliwa, T_{el} – czas pracy w ciągu roku.

 $K_F =$

Równanie (3.97) można przekształcić do zamkniętej prostej postaci przy założeniu, że koszty paliwowe i pozapaliwowe oraz produkcja energii elektrycznej są stałe w kolejnych latach eksploatacji, a nakłady inwestycyjne odniesione są do roku zerowego (rozłożone równomiernie w trakcie budowy elektrowni i skupione na początku roku), wówczas [30, 72]:

$$K_{el} = \frac{Z\rho J + K_F + K_{NP}}{E_{el}}$$
(3.100)

Wyrażenie Zp określa roczną ratę spłaty kapitału inwestycyjnego, przy czym [6, 74, 107]:

$$Z = \frac{\left[(1+r)^{b} - 1 \right] (1+r)}{b-r} \qquad \qquad \rho = \frac{r(1+r)^{a}}{(1+r)^{a} - 1} \qquad (3.101)$$

gdzie: b - czas budowy (lata), n - okres eksploatacji (lata).

Wielkość E_{el} określająca roczną produkcję energii elektrycznej netto w równaniu (3.100) jest równa:

$$E_{el} = N_{el} \left(1 - P_{w} \right) T_{el} \tag{3.102}$$

Koszt paliwa w (3.100)wyrażony w zł/rok określony jest z zależności

$$K_F = B_h T_{el} C_p \tag{3.103}$$

gdzie: $T_{el}[h/a]$, B_h – jest zużyciem paliwa w m³/h,

Po podzieleniu poszczególnych składników licznika zależności (3.100) przez E_{el} zapiszemy ją w postaci:

$$K_{el} = k_J + k_F + k_{NP} \tag{3}$$

gdzie: k_J - składowa inwestycyjna (kapitałowa) kosztu produkcji energii elektrycznej, k_F - składowa paliwowa, k_{NP} - składowa pozapaliwowa kosztu produkcji energii elektrycznej.

Zależności (3.96) i (3.100) dla określonej mocy elektrycznej turbiny gazowej (przy określonych pozapaliwowych kosztach produkcji) pozwalają badać wpływ sprężu i maksymalnej temperatury przed turbiną na wielkość kosztu produkcji energii elektrycznej w obydwu badanych instalacjach. W tym wypadku z zadania optymalizacyjnego z funkcją celu

 $K_{el} \rightarrow \min$

wyznaczamy dla danej temperatury t_{3a} odpowiadający jej stosunek sprężu $\beta_{k}^{apt(K_{a})}$.

3.7.3. Założenia i rezultaty obliczeń ekonomicznych

Koszt produkcji energii elektrycznej w badanych układach wyznaczono z formuły (3.100). Cenę paliwa gazowego C_p wyrażoną w zł/m³_n określono na podstawie [116] w postaci:

 $C_p = 0,505 + 2949,6 (B_h T_{el})^{-1} + 8760 T_{el}^{-1} SP + ZP$ (3.105)

gdzie: ZP – stawka opłaty zmiennej za usługę przesyłową, SP – stawka opłaty stałej za usługę przesyłową.

Wartość ZP i SP zależy zgodnie z [116] od grupy taryfowej i tak np. dla grupy W10 wynosi ZP = 0,0613 a SP = 0,0299.

Pozapaliwowe koszty określono jako sumę kosztów obsługi K_o oraz kosztów konserwacji i remontów K_r . Koszty konserwacji i remontów przyjęto równe $K_r = J k_r$ [26, 33, 99]. przy czym k_r jest wskaźnikiem kosztów remontu ($k_r = 0,025$). Koszty obsługi wyrażone w zł, na podstawie [26], są równe $K_o = 278200 + 5,33$ N_{elTG} , przy czym N_{elTG} wyrażone jest w kW.

W przeprowadzonych obliczeniach ponadto założono:

r = 0,1; b = 1 rok; n = 15 lat; $P_w = 0,02; k = 18$ W/(m²K); 1 USD = 4,16 zł (kurs NBP z dnia 13.02.2002), $A = 1,78, T_{el} = 8000$ h/rok, moc turbiny gazowej w układzie prostym $N_{elTG} = 200$ MW, w układzie z regeneracją $N_{elTG} = 50$ MW.

Wybrane rezultaty badań przedstawiona na rysunkach 3.18 ÷ 3.21, wiele innych zawarto w [71, 72].

Na rys.3.18 pokazano zależności kosztu produkcji energii elektrycznej w układzie prostym w funkcji wyznaczonej sprawności wytwarzania energii elektrycznej dla trzech wartości t_{3a} =1000°C, 1200°C, 1400°C, rysunek 3.19 pokazuje te same zależności dla układu z regeneracją. Na obydwu rysunkach zaznaczono składową paliwową (k_F) kosztu wytwarzania energii elektrycznej. Wyznaczone funkcje $K_{el} = f(\eta_{elTG})$ dla t_{3a} = const posiadają minima, pozwala to określić minimalny koszt produkcji energii elektrycznej dla badanych układów $(K_{el})_{min}$ jako funkcję temperatury na dolocie do turbiny gazowej t_{3a} – tj. funkcję poziomu zaawansowania technologii wykonania turbiny, zależność tą pokazano na rys.3.20. Z warunku K_{el} = min znajdujemy również odpowiadający mu spręż oznaczony na rys.3.7, jako $\beta_{k}^{apt(K_{el})}$. Na rysunkach 3.18 i 3.19 dla t_{3a} = 1200°C zaznaczono stosunki ciśnień w sprężarce zapewniające: maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej $\beta_{k}^{apt(R_{eff})}$, maksymalną pracę jednostkową wewnętrzną $\beta_{k}^{apt(L_{eff})}$, minimalny koszt produkcji energii elektrycznej $\beta_{k}^{opt(K_{ef})}$. Dla układu prostego (rysunek 3.18) różnica pomiędzy kosztami produkcji energii elektrycznej przy $\beta_{k}^{opt(n_{eff})}$ i $\beta_{k}^{opt(K_{eff})}$ wynosi ~ 32,5 zł/MWh, z kolei pomiędzy $\beta_{k}^{opt(L_{eff})}$ i $\beta_{k}^{opt(R_{eff})}$ różnica ta wynosi ~ 0,2 zł/MWh. Dla obiegu z regeneracją (rysunek 3.19) różnica pomiędzy kosztami produkcji energii elektrycznej przy $\beta_{k}^{opt(n_{eff})}$ i $\beta_{k}^{opt(L_{eff})}$ i $\beta_{k}^{opt(n_{eff})}$ i $\beta_{k}^{opt(L_{eff})}$ i $\beta_{k}^{opt(R_{eff})}$ różnica ta wynosi ~ 27,1 zł/MWh.

Rysunek 3.21 pokazuje wpływ wysokości nakładów inwestycyjnych (wielkości A z równania (3.88)) oraz rocznego czasu wykorzystania mocy zainstalowanej (T_{el}) na koszt produkcji energii elektrycznej dla prostej instalacji turbiny gazowej o temperaturze spalin dolotowych $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C.

Fig. 3.18. Cost of the production of electric energy and its fuel component in the simple gas turbine system as a function η_{ellG} for various t_{3a}

- 66 -

Fig. 3.20. Minimum cost of the production of electric energy in a simple gas turbine system (1) and a with regeneration (2) as a function t_{3a}

Rys. 3.21. Wpływ czasu pracy oraz wysokości nakładów inwestycyjnych (wskaźnik A) na koszt produkcji energii elektrycznej w układzie prostym turbiny gazowej (t_{3a}=1200°C)
 Fig. 3.21. The influence of the time of operation and mount of investment outlay (index A) on the production cost of electric energy in a simple gas turbine system (t_{3a}=1200°C)

3.8. Podsumowanie

1. Dwa podstawowe parametry, tj.: stosunek ciśnień β_K oraz temperatura na dolocie do turbiny gazowej t_{3a} , decydują o przebiegu charakterystyk termodynamicznych i ekonomicznych instalacji turbiny gazowej. Ich wzajemne związki dla warunków:

 $L_{iTG}(L_{eTG}) \rightarrow \max, \eta_{elTG}(\eta_{iTG}) \rightarrow \max, K_{el} \rightarrow \min$

dostarczają ważnych informacji przy doborze podstawowych urządzeń tworzących zespół turbiny gazowej.

2. Odchylenie wielu wielkości od przyjętych wartości obliczeniowych ma istotny wpływ na przebieg charakterystyk termodynamicznych instalacji turbin gazowych i spręż optymalny. W rozdziale 3.5 wyznaczono w postaci odpowiednich równań i wykresów (rys. 3.8 + rys. 3.10) dla instalacji prostej i z regeneracją wpływ niewielkich zmian wybranych wartości o ΔD ($D=T_{3a}$, T_{1a} , σ , η_{iK} , η_{iT}) na przebieg charakterystyk η_{entre} , $L_{entre} = f(\beta_k)$ oraz na wartość sprężu optymalnego. Z przeprowadzonych obliczeń wynika przykładowo dla instalacji prostej turbiny gazowej, że przy $t_{3a}=1200^{\circ}$ C i $\beta_{K} = 15$, względny przyrost sprawności wewnętrznej turbiny o 1% powoduje względny przyrost pracy efektywnej i względny przyrost sprawności wytwarzania energii elektrycznej o ~

- 67 -

2,2%, z kolei przyrost względny sprawności sprężarki o 1% w tym wypadku spowoduje wzrost względny sprawności wytwarzania energii elektrycznej o ~ 0,7% i przyrost $\overline{\Delta L}_{e\pi G}$ o ~ 1,2%. Przy tej samej t_{3a} wzrost sprawności turbiny (η_{iT}) o 1 punkt procentowy powoduje względny wzrost sprężu optymalnego o ~2%.

3. Chłodzenie jest przyczyną istotnych strat sprawności i pracy jednostkowej w instalacjach turbin gazowych, przedstawione w rozdziale 3.6 zależności i formuły pozwalają je wyznaczyć. Bezpośrednie straty sprawności wytwarzania energii elektrycznej dla instalacji prostej rosną ze wzrostem stosunku ciśnień w sprężarce (w badanym zakresie) i ze wzrostem ilości powietrza użytego do chłodzenia (γ_{ch}), są jednocześnie zależne od struktury układu chłodzenia, przy czym są większe w przypadku pobierania całej ilości powietrza do chłodzenia zza sprężarki (struktura I, rys. 3.11). Dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C przy zużyciu powietrza chłodzącego wynoszącym 10% strumienia powietrza na wlocie do sprężarki dochodzą one do ~ 1,4 punkta procentowego przy stosunku ciśnień w sprężarce równym 15, i do ~ 2,1% dla $\beta_K = 30$. Straty pracy jednostkowej efektywnej wynoszą w zakresie wymienionych stosunków ciśnień ~ 49 kJ/kg powietrza. Szczegółowe wartości wymienionych strat odczytać można z rys. 3.15 i 3.16 oraz tablic 3.1 i 3.2.

Chłodzenie jest również przyczyną powstawania strat pośrednich związanych ze zmniejszeniem sprawności wewnętrznej turbiny. Oszacowane wielkości tych strat (rys. 3.17) mogą dochodzić do ~ 0,9 punkta procentowego (η_{elTG}) i ~ 9,5 kJ/kg powietrza (L_{eTG}) przy $\beta_K = 15$ oraz ~ 1,3 punkta procentowego i ~ 11 kJ/kg powietrza przy $\beta_K = 30$.

4. Wyniki rozwiązania przedstawionych w punkcie 1 zadań optymalizacyjnych w układzie prostym turbiny gazowej wskazują, że dla tych samych t_{3a} i innych pozostałych parametrów stosunek sprężu gwarantujący uzyskanie maksymalnej wartości pracy jednostkowej układu jest zbliżony do jego wartości, przy której uzyskujemy minimalny koszt produkcji energii elektrycznej. W badanym zakresie zachodzą związki

$$\beta_{\kappa}^{opt(L_{nu})} \ll \beta_{\kappa}^{opt(K_{st})} \ll \beta_{\kappa}^{opt(\eta_{snu})}$$

Dla układu z regeneracją przy stopniu regeneracji $r_R = 0.8$ stwierdzić można: $\beta_{\kappa}^{opt(K_{et})} < \beta_{\kappa}^{opt(\eta_{efTG})} << \beta_{\kappa}^{opt(L_{efG})}$

5. Optymalne stosunki ciśnień ze względu na sprawność oraz minimalny koszt wytwarzania energii elektrycznych w badanych układach, tj.: prostym (1) oraz z regeneracją (2), różnią

się od siebie zasadniczo, przy czym zachodzą między nimi związki:

$$\beta_{\kappa}^{opt(K_{al})}(1) >> \beta_{\kappa}^{opt(K_{al})}(2) \quad \text{i} \quad \beta_{\kappa}^{opt(\eta_{affG})}(1) >> \beta_{\kappa}^{opt(\eta_{affG})}(2)$$

- Koszt produkcji energii elektrycznej w badanych układach jest relatywnie wysoki, pomimo przyjęcia do obliczeń możliwie niskich nakładów inwestycyjnych (małe A) oraz długiego czasu wykorzystania mocy zainstalowanej (T_{el}).
- 7. Koszt produkcji energii elektrycznej w badanych układach jest w dużym stopniu zależny od t_{3a} oraz β_K . Dla t_{3a} = const charakterystyka kosztu produkcji energii elektrycznej w funkcji stosunku ciśnień posiada minimum. Ogólnie można stwierdzić, że koszt minimalny obniża się wraz ze wzrostem temperatury t_{3a} (w zakresie badanym).
- 8. O wysokiej wartości kosztu produkcji energii elektrycznej w przeważającej mierze decyduje składowa paliwowa. Jej wartość zmniejszy się hiperbolicznie ze wzrostem sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Dalszego zmniejszania tego składnika należy poszukiwać w obniżeniu ceny paliwa gazowego.
- W badanym zakresie zmiennych minimalny koszt produkcji energii elektrycznej jest dla układu prostego zawsze większy od 210 zł/MWh, zaś dla układu z regeneracją większy od 170 zł/MWh. Składowa paliwowa przy sprawności η_{eITG} = 0,4 sięga 165 zł/MWh, zaś dla η_{eITG} = 0,45 (sprawność układu z regeneracją) sięga 145 zł/MWh.
- 10. Różnica pomiędzy kosztami produkcji energii elektrycznej przy $\beta_{\kappa}^{apt(\eta_{efft})}$ i $\beta_{\kappa}^{apt(\kappa_{eff})}$ jest znacząca w układzie prostym turbiny gazowej, wynosi ona ~ 32,5 zł/MWh dla t_{3a} = 1200°C. Dla badanego układu z regeneracją znacząca jest z kolei różnica pomiędzy kosztami produkcji energii elektrycznej przy $\beta_{\kappa}^{apt(L_{eff})}$ i $\beta_{\kappa}^{apt(\kappa_{eff})}$, która wynosi ~ 27,1 zł/MWh (t_{3a} = 1200°C).
- 11. Zastosowanie turbin gazowych w hierarchicznych układach energetycznych, a w szczególności w układach gazowo-parowych, obniża koszt produkcji energii elektrycznej.
4.1. Wprowadzenie

Zastosowanie turbin gazowych w instalacjach elektrociepłowni przyczynia się do: a) zmniejszenia szkodliwości oddziaływania tych instalacji na środowisko głównie poprzez:

- eliminację emisji SO₂ i pyłów,
- istotne ograniczenie emisji CO₂ i NO_x,
- ograniczenie strat wody,
- b) zwiększenia efektywności wykorzystania energii chemicznej paliwa związanej ze wzrostem sprawności wytwarzania energii elektrycznej i ciepła,
- c) zmniejszenia kosztów inwestycyjnych i skrócenia czasu budowy instalacji,
- d) skrócenia czasu rozruchu ze wszystkich stanów (zimnego, ciepłego i gorącego).

Szczególnie małe instalacje elektrociepłowni gazowych z turbiną gazową są obecnie poważną alternatywą dla większych jednostek w pokrywaniu lokalnego zapotrzebowania na ciepło i energię elektryczną. Wymienione wyżej zalety sprawiają, że ciągle wzrasta liczba tych układów, szczególnie w krajach rozwiniętych. Nowe instalacje zastępują głównie likwidowane stare kotłownie węglowe. Znajdują one zastosowanie w szpitalach, centrach edukacji, obiektach sportowych, hotelach, biurowcach i innych budynkach użyteczności publicznej, osiedlach mieszkaniowych, różnych rodzajach przemysłu (przemysł spożywczy, chemiczny itd.), oczyszczalniach ścieków, centrach ciepłowniczych itd. Konstrukcyjnie stanowią one zazwyczaj zintegrowaną całość, przystosowaną do szybkiego montażu i wyposażone są w układy zdalnego sterowania i monitoringu. Ostateczną ich strukturę technologiczną oraz sposób i zakres automatyzacji ustala się jednak na podstawie rodzaju i wielkości odbiorców oraz szczególnych wymagań użytkowników ciepła.

Instalację turbiny gazowej z kotłem odzyskowym pokazaną na rys. 4.1a tworzą: sprężarka (SP), komora spalania (KS), turbina gazowa (TG), generator (G), filtr powietrza (F) oraz kocioł odzyskowy. W kotle odzyskowym przedstawionym na rysunku wyróżniono: walczak, podgrzewacz wody oraz parowacz. Przebieg zmian temperatury w kotle pokazano na rys. 4.1b jako funkcję ciepła przekazanego czynnikowi roboczemu, wynika z niego, że kocioł wytwarza parę nasyconą suchą. Zainstalowany kocioł odzyskowy może wytwarzać również parę przegrzaną lub być kotłem wodnym, zamiast niego może być zainstalowany wymiennik ciepła.

Na rys.4.1c pokazano instalację turbiny gazowej z regeneracją ciepła i kotłem odzyskowym, wyposażona ona jest dodatkowo w porównaniu do tej z rys. 4.1a w rekuperator (RK).

Wprowadzenie kotła odzyskowego wodnego lub parowego albo wymiennika ciepła na wylocie z turbiny gazowej zmienia jej warunki pracy w porównaniu do turbiny autonomicznej. Podstawową przyczyną jest wzrost straty hydraulicznej i wylotowej związanej z koniecznością pokonania dodatkowych oporów przepływu w zainstalowanym na wylocie z turbiny urządzeniu. Ważną konsekwencją wzrostu współczynnika straty wylotowej (ζ_3) jest zmniejszenie mocy układu turbiny gazowej, inną konsekwencją jest wzrost temperatury spalin na wylocie z turbiny gazowej i z tym związane zwiększenie strumienia ciepła.



- 71 -

4.2. Podstawowe charakterystyki instalacji turbiny gazowej w badanych układach

Jeżeli dla obydwu badanych układów pokazanych na rys.4.1a i rys.4.1c zdefiniujemy współczynnik zmniejszenia mocy K_N jako stosunek mocy elektrycznej układu turbiny gazowej odniesiony do tej samej mocy wyznaczonej dla hydraulicznej straty wylotowej równej 0 ($\zeta_3 = 0$), to łatwo można wyznaczyć:

$$K_{N} = \frac{N_{elTG}}{N_{elTG}^{*}} = 1 - \zeta_{3} \frac{\mu_{T}}{\psi_{e}^{*}} \left[\left(\sigma^{*} \beta_{K} \right)^{\mu_{T}} - 1 \right]^{-1}$$

$$\tag{4.1}$$

gdzie: wartości oznaczone * wyznaczone są przy 🛵 = 0.

Związek pomiędzy pracą jednostkową efektywną przy $\zeta_3 = 0$ (L^*_{eTG}) oraz dla $\zeta_3 \neq 0$ (L_{eTG}) jest dla obydwu układów równy:

$$L_{eTG} = K_N L_{eTG} \tag{4.2}$$

Zależność pomiędzy sprawnością generacji energii elektrycznej przy $\zeta_3 = 0$ (η^*_{elTG}) oraz przy $\zeta_{3\neq} 0$ (η_{elTG}) dla układu prostego przyjmuje postać:

$$\gamma_{elTG} = K_N \eta_{elTG} \tag{4.3}$$

Dla układu z regeneracją jest równa:

$$\eta_{elTG} = \left\{ K_N + \zeta_3 \frac{\mu_T}{\psi_e^*} \left[(\sigma^* \beta_K)^{\mu_T} - 1 \right]^{-1} r_R \frac{W_{2ax}}{W_{4a}} \frac{\eta_{elTG}^*}{\eta_{KS} \eta_{mT} \eta_g} \right\} \eta_{elTG}^*$$
(4.4)

Wyrażenie po prawej stronie (4.4) przed η_{eITG} można określić jako współczynnik zmniejszenia sprawności wytwarzania energii elektrycznej dla układu z regeneracją $K_{\eta R}$ <1. Wielkość tę można przedstawić w postaci:

$$K_{\eta R} = 1 - \zeta_{3} D_{4} + D_{4} D_{5} \cdot \eta_{e/TG} \zeta_{3}$$
(4.5)

gdzie:
$$D_4 = \frac{\mu_T}{\psi_*} \left[(\sigma^* \beta_K)^{\mu_T} - 1 \right]^{-1}, D_5 = r_R \frac{W_{2ax}}{W_{4a}} \frac{\eta_{elTG}}{\eta_{KS} \eta_{mT} \eta_R}$$

Zwrócić należy uwagę, że ważne praktyczne znaczenie mieć będą współczynniki K_N i $K_{\eta R}$ wyznaczone w odniesieniu do turbiny pracującej autonomicznie. I tak współczynnik

zmniejszania mocy autonomicznej, który wyraża stosunek mocy turbiny pracującej w układzie do mocy autonomicznej (samodzielnie pracującej) turbiny gazowej jest równy:

- 73 -

$$K_{N}^{a} = \frac{N_{elTG}}{N_{elTG}^{a}} = 1 - \frac{D_{4}^{a}}{1 - \zeta_{3}^{a}} \Delta \zeta_{3} = 1 - \frac{D_{4}}{1 - D_{4}\zeta_{3}^{a}} \Delta \zeta_{3}$$
(4.6)

gdzie: wartości oznaczone indeksem górnym "a" dotyczą autonomicznej turbiny gazowej, $\Delta \zeta_3$ - przyrost współczynnika straty wylotowej dla turbiny gazowej pracującej w układzie (ζ_3) i autonomicznie (ζ_3^a), D^a_4 - wyznaczamy jak D_4 w równaniu (4.5) podstawiając w miejsce σ wartość tego współczynnika dla autonomicznej turbiny gazowej, tj. σ^a , [$\sigma^a = \sigma(1 - \zeta_3^a)$].

Praca jednostkowa efektywna turbiny pracującej w układzie z kotłem lub wymiennikiem związana jest z pracą jednostkową efektywną turbiny pracującej autonomicznie (z regeneracją i bez) zależnością:

$$L_{eTG} = K_N^a \cdot L_{eTG}^a \tag{4.7}$$

Sprawność turbiny pracującej w układzie i samodzielnie dla układu bez regeneracji wyznaczamy z równania:

$$\eta_{eITG} = K_N^a \eta_{eITG}^a \tag{4.8}$$

Dla układu z regeneracją w miejsce (4.8) obowiązują zależności:

$$\eta_{elTG} = K^{a}_{\eta R} \cdot \eta^{a}_{elTG} \tag{4.9}$$

$$K_{\eta R}^{a} = 1 - \frac{D_{4}}{1 - D_{4}\zeta_{3}^{a}(1 - D_{5}\eta_{elTG}^{*})} \Delta \zeta_{3} + \frac{D_{4}D_{5} \cdot \eta_{elTG}^{*}}{1 - D_{4}\zeta_{3}^{a}(1 - D_{5}\eta_{elTG}^{*})} \cdot \Delta \zeta_{3}$$
(4.10)

Konsekwencją wzrostu współczynnika straty wylotowej ζ_3 jest także wzrost temperatury spalin na wylocie z turbiny gazowej T_{4a} . Dla obydwu badanych układów wyznacza się:

$$\frac{T_{4u}}{T_{4u}} = 1 + \zeta_3 D_6 \tag{4.11}$$

$$\frac{T_{4a}}{T_{4a}^a} = 1 + \frac{D_6}{1 + D_6 \zeta_3^a} \Delta \zeta_3 = 1 + \frac{D_6^a}{1 - \zeta_3^a} \Delta \zeta_3 \tag{4.12}$$

gdzie:
$$D_6 = \frac{\left(\tilde{C}_{\rho}\right)_T \mu_T (\sigma^* \beta_K)^{-\mu_T} \cdot \eta_{iT}}{\left(C_{\rho}\right)_{3a} - \left(\tilde{C}_{\rho}\right)_T \left[1 - (\sigma^* \beta_K)^{-\mu_T}\right] \eta_{iT} + \frac{T_o}{T_{3a}} \left[\left(C_{\rho}\right)_{4a} - \left(C_{\rho}\right)_{3a}\right]}$$

Występujące w (4.11) wielkości oznaczone * wyznaczone są przy $\zeta_3 = 0$, wielkości oznaczone indeksem górnym "a" dotyczą autonomicznej turbiny gazowej ($\zeta_3 = \zeta^a_3$), wartość D^a_b określa się z wzoru na D_b podstawiając w miejsce σ^* wartość σ^a .

- 74 -

Wzrost temperatury wylotowej z turbiny gazowej przy założeniu stałej temperatury czynnika na wylocie z kotła (punkt 5a na rys. 4.1, $T_{5a} = \text{const}$) skutkuje wzrostem strumienia ciepła użytecznego Q przekazanego wymiennikowi:

$$\frac{Q}{Q^*} = 1 + \zeta_3 D_\gamma \tag{4.13}$$

$$\frac{Q}{Q^{a}} = 1 + \frac{D_{7}}{1 + D_{7}\zeta_{3}^{a}}\Delta\zeta_{3} = 1 + \frac{D_{7}^{a}}{1 - \zeta_{3}^{a}}\Delta\zeta_{3}$$
(4.14)

gdzie:
$$D_{\gamma} = \frac{\mu_{T}(\sigma^{*}\beta_{K})^{-\mu_{T}}\eta_{iT}(\bar{C}_{\rho})_{T}T_{3a}\left(1-r_{R}\frac{W_{2}}{W_{4a}}\right)}{(C_{\rho})_{3a}(T_{3a}-T_{a})-(\bar{C}_{\rho})_{T}T_{3a}\left[1-(\sigma^{*}\beta_{K})^{-\mu_{T}}\right]\eta_{iT}-(C_{\rho})_{5a}(T_{5a}-T_{a})-D_{8}},$$

$$D_{s} = \frac{(C_{p})_{2}r_{R}}{1+m_{ag}^{-1}} \left\{ \left[\frac{(C_{p})_{3a}}{(C_{p})_{4a}} (T_{3a} - T_{a}) - \frac{(\tilde{C}_{p})_{T}}{(C_{p})_{4a}} T_{3a} \left(1 - \frac{\beta_{K}^{-\mu_{T}}}{\sigma^{\mu_{T}}} \right) \cdot \eta_{iT} \right] - \left[\frac{(C_{p})_{1a}}{(C_{p})_{3a}} (T_{1a} - T_{a}) + \frac{(\tilde{C}_{p})_{K}}{(C_{p})_{2a}} T_{1a} \frac{(\beta^{\mu_{K}} - 1)}{\eta_{iK}} \right] \right]$$

W równaniu (4.14) D_7^a określa się jak D_7 podstawiając w miejsce σ^* wartość σ^a , dla układu bez regeneracji w (4.13) i (4.14) wartości D_7 i D_7^a obliczamy podstawiając do wyrażenia na $D_7 r_R = D_8 = 0$.

Wzrost współczynnika straty hydraulicznej wylotowej o $\Delta \zeta_3$ powodując zmianę ciepła użytecznego opisaną równaniem (4.14) skutkuje wzrostem mocy użytecznej kotła o wielkość:

$$\Delta Q = m_{4a} \left(\tilde{C}_{P} \right)_{T} T_{3a} \left(\sigma^{a} \beta_{K} \right)^{-\mu_{T}} \cdot \mu_{T} \eta_{sc} \left(1 - r_{R} \frac{W_{2}}{W_{4a}} \right) \frac{\Delta \zeta_{1}}{1 - \zeta_{3}^{s}}$$
(4.15)

gdzie: m_{4a} - strumień spalin przepływających przez kocioł (lub wymiennik ciepła), η_{wc} - sprawność wymiany ciepła w kotle.

Dla układu bez regeneracji w równaniu (4.15) należy podstawić $r_R = 0$.

Równania od (4.1) + (4.15) wyprowadzono przy założeniu, że strumień spalin na wylocie z turbiny gazowej m_{4a} , który przepływa przez kocioł odzyskowy (wymiennik ciepła), nie zmienia się na skutek zmian współczynnika straty wylotowej ζ_3 . Tak więc musi być spełniony warunek wynikający z równania przelotowości Stodoli:

$$\frac{m_{4a}}{m_{4a}^{*}} = \frac{\sqrt{p_{3a}^{2} - p_{4a}^{2}}}{\sqrt{p_{3a}^{2} - (p_{4a}^{*})^{2}}} = \frac{\sqrt{\beta_{T}^{2} - 1}}{\sqrt{\beta_{T}^{2} - (1 - \zeta_{3})^{2}}} \cong 1$$
(4.16)

gdzie: p_{3a} , p_{4a} – ciśnienie na włocie i wylocie z turbiny gazowej, wartości oznaczone * dotycza $\zeta_3=0$.

Na rys. 4.2 pokazano obliczony współczynnik zmniejszenia mocy dla obydwu badanych układów w funkcji stosunku ciśnień w sprężarce powietrza. Obliczenia wykonano dla temperatury spalin za komorą spalania równej 1200°C oraz dwóch wartości wylotowej straty ciśnienia $\zeta_3 = 0,02$ i $\zeta_3 = 0,045$, pozostałe dane są takie same, jak w rozdziale 3.4.4. Z rysunku wynika, że jeżeli zainstalowanie kotła odzyskowego powoduje wzrost wylotowej straty ciśnienia w pokazanym tam zakresie, to spowoduje to stratę mocy turbiny o około 2% przy $\beta_K = 6$ i ~1,4% dla $\beta_K \ge 18$.

Na rys. 4.3 przedstawiono obliczony przebieg zależności $K_N = f(\zeta_3)$ [27] oraz $\frac{Q}{Q^*} = f(\zeta_3)$, wyznaczony dla układu prostego turbiny gazowej. Obliczenia przeprowadzono dla kilku wartości temperatury spalin na wylocie z komory spalania ($t_{3a} = 1100^{\circ}$ C, 1200°C, 1300°C, 1400°C) zmieniając $0 \le \zeta_3 \le 0,045$, stosunek ciśnień w sprężarce jest równy $\beta_K=15$, temperatura spalin wylotowych z kotła $t_{5a} = 100^{\circ}$ C. Z obliczeń wynika, podobnie jak z analizy równania (4.1) (przy wykorzystaniu rysunku 3.6), liniowa zależność współczynnika zmniejszenia mocy od wartości ζ_3 (dla $\beta_K = \text{const}$), przy czym wartość K_N jest większa ze wzrostem temperatury t_{3a} . Charakter liniowy mają również wyznaczone zależności $\frac{Q}{Q^*} = f(\zeta_3)$ zgodnie z równaniem (4.13). Obliczony stosunek strumienia ciepła użytecznego

przekazanego w kotle przy stracie wylotowej ζ_3 do strumienia ciepła przekazanego przy założeniu $\zeta_3 = 0$ jest większy od 1 i rośnie ze wzrostem ζ_3 , osiągając wartości większe dla niższych temperatur t_{3a} . Z rysunku 4.3 wynika np., że nieuwzględnienie wzrostu straty wylotowej z wartości $\zeta_3 = 0,02$ do wartości $\zeta_3 = 0,045$ powoduje niedoszacowanie mocy użytecznej kotła, dla poczynionych do obliczeń założeń o ~0,6 + 0,8 punkta procentowego. Zależność $K_N^u = f(\eta_{ATG}^u)$ dla różnych ζ_3 autor przedstawił w [27].



- 77 -

4.3. Inne miary oceny efektywności energetycznej badanych układów

Ocenę efektywności energetycznej rozpatrywanych instalacji przeprowadza się biorąc również pod uwagę wskaźnik ilustrujący strumień ciepła użytecznego Q generowanego w kotle (wymienniku) do mocy elektrycznej (odwrotność wskaźnika skojarzenia) [66]:

$$\alpha = \frac{Q}{N_{elTG}}$$
(4.17)

Dla układu prostego stosownie do oznaczeń z rys4.1a w miejsce Q podstawimy:

$$Q = m_{4a} \left[(C_p)_{4a} (T_{4a} - T_o) - (C_p)_{5a} (T_{5a} - T_a) \right] \cdot \eta_{wc}$$
(4.18)

Dla układu z regeneracja dla określenia ciepła użytecznego Q indeks dolny 4a występujący w równaniu (4.18) zastępujemy indeksem 4ax określającym parametry spalin opuszczających rekuperator i wpadających do kotła. Po przekształceniach wykorzystując (4.18), (3.24), (3.25), (3.27) uzyskamy z (4.17) dla obydwu badanych układów:

$$\alpha = \frac{\left(1 + m_{ag}^{-1}\right)\eta_{wc}\left\{\left(C_{p}\right)_{3a}\left(T_{3a} - T_{a}\right) - \left(\tilde{C}_{p}\right)_{T}T_{3a}\left[1 - (\sigma\beta_{K})^{-\mu_{T}}\right]\eta_{iT} - D_{8} - \left(C_{p}\right)_{5a}\left(T_{5a} - T_{a}\right)\right\}}{\left\{\left(1 + m_{ag}^{-1}\right)\eta_{iT}\eta_{mT}\left(\tilde{C}_{p}\right)_{T}T_{3a}\left[1 - (\sigma\beta_{K})^{-\mu_{T}}\right] - \left(\tilde{C}_{p}\right)_{K}\left(1 + \gamma^{*}\right)T_{1a}\left(\beta_{K}^{\mu_{K}} - 1\right)\left(\eta_{iK} \cdot \eta_{mK}\right)^{-1}\right\}\eta_{K}}\right\}$$

(4.19)

gdzie: $D_8 = 0$ dla układu bez regeneracji, D_8 – dla układu z regeneracją podano za wzorem (4.14).

Dla wybranej turbiny gazowej o określonym stosunku ciśnień ($\beta_T = const$) i określonych sprawnościach wielkość współczynnika α ocenić można z zależności [27, 28]:

$$\alpha = \left(\frac{\eta_{KS}}{\eta_{eIIG}} - \frac{1}{\eta_m \cdot \eta_g}\right) \eta_{wc} \left[1 - \frac{(C_p)_{5a}(T_{5a} - T_a)}{(C_p)_{4a}(T_{4a} - T_a)}\right]$$
(4.20)

gdzie: η_m - sprawność mechaniczna instalacji turbiny gazowej (zależność (3.14)), dla układu z regeneracją indeks dolny 4a zastępujemy indeksem 4ax.

Z (4.19) i (4.20) wynika wpływ temperatury wylotowej z wymiennika ciepła (kotła odzyskowego) T_{5a} na wartość α . Maksymalne wartości α uzyskujemy z (4.19) dla $T_{5a} = T_a$ i $\eta_{wc} = I$, określona wówczas zależność $\alpha_{max} = f(\beta_K)$ może być przydatna do wyznaczania charakterystyk układów gazowo-parowych, tak jak to pokazano w rozdziale 6. W ten sposób

wyznaczone wartości α_{max} odpowiadają przyjęciu w (4.17) $Q = Q_{4a}$ (stosownie do oznaczeń z rysunku 4.1, Q_{4a} jest strumieniem ciepła w spalinach wylotowych turbiny).

Z równania (4.20) wynika, że wartości maksymalne α nie przekraczają:

$$\alpha_{\max} \left\langle \frac{1}{\eta_{elTG}} - 1 \right\rangle$$
 (4.21)

W rzeczywistości wskaźnik α jest istotnie mniejszy od α_{max} , gdyż temperatura spalin wylotowych z kotła musi być większa lub równa pewnej wartości granicznej T_{sogr} wynikającej z możliwości korozji niskotemperaturowej.

Wyznaczone przez autora wartości α dla układu bez regeneracji mieszczą się w przedziale 1,44 $\leq \alpha \leq 1,64$ [27] dla 80°C $\leq t_{5a} \leq 120$ °C oraz przy 0,3245 $\leq \eta_{effG}^{a} \leq 0,35$ i $\beta_{\kappa} = 15$. Wskaźnik α dla instalacji z małymi turbinami gazowymi przekracza 2,5 dla $N_{effG} < 1MW$ i zależy w istotny sposób od przyjętej temperatury T_{5a} na wylocie z wymiennika ciepłowniczego, przyjmując ją równą 100°C w [26] autor wyznaczył zależność $\alpha = 2,4572 \cdot \left(\overline{N}_{effG}^{a}\right)^{0,1951}$ dla 0,8 MW $\leq N_{effG}^{a} \leq 10$ MW (gdzie: \overline{N}_{effG}^{a} jest bezwymiarową mocą autonomicznej turbiny równą liczbowo wartości N_{effG}^{a} wyrażonej w MW).

Wyznaczony na podstawie (4.19) przebieg zmienności $\alpha^{-1} = f(\beta_{\kappa})$ dla układu z rys.4.1a pokazano na rys. 4.4 [29]. Obliczenia przeprowadzono przyjmując dane jak w rozdziale 3.4.4. Ponadto założono temperaturę spalin na wylocie z wymiennika (kotła) $t_{5a} = 100^{\circ}$ C, straty ciepła w wymienniku 1% (sprawność wymiany ciepła $\eta_{WC} = 0.99$), współczynnik straty ciśnienia w kotle $\zeta_3 = 0.035$.

Niewielka zmiana wybranych wielkości D o wartość $\Delta D(D = T_{3a}, T_{1a}, \sigma, \beta_{iK}, \eta_{iT})$ powoduje zmianę wielkości α o wartość $\Delta \alpha$. Wprowadzając (podobnie jak w rozdziale 3.5) wartości względne $\overline{\Delta \alpha} = \frac{\Delta \alpha}{\alpha}$ oraz $\overline{\Delta D} = \frac{\Delta D}{D}$ z równania (4.19) dla układu z rys. 4.1a uzyskano:

$$\frac{\overline{\Delta \alpha}}{\overline{\Delta T}_{3a}} = -\left\{ \frac{1 - \psi_e}{\psi_e} - \frac{(C_p)_{5a}(T_{5a} - T_o) + (C_p)_{3a}T_o}{(C_p)_{3a}(T_{3a} - T_o) - (\tilde{C}_p)_{T}T_{3a}\eta_{iT} [1 - (\sigma\beta_K)^{-\mu_T}] - (C_p)_{5a}(T_{5a} - T_o)} \right\}$$
(4.22)

(4.23)

 $\Delta \alpha = 1 - \psi_e$

$$\frac{\overline{\Delta \alpha}}{\overline{\Delta \eta}_{ik}} = -\left(\frac{1-\psi_e}{\psi_e}\right) \tag{4.24}$$

$$\frac{\overline{\Delta\alpha}}{\overline{\Delta\eta_{iT}}} = -\left\{\frac{1 - \psi_{e}}{\psi_{e}} + \frac{(C_{p})_{3a}(T_{3a} - T_{o}) - (C_{p})_{5a}(T_{5a} - T_{o})}{(C_{p})_{3a}(T_{3a} - T_{a}) - (\tilde{C}_{p})_{T}T_{3a}\eta_{iT}[1 - (\sigma\beta_{\kappa})^{-\mu_{T}}] - (C_{p})_{5a}(T_{5a} - T_{o})}\right\}$$
(4.25)

$$\frac{\overline{\Delta \alpha}}{\overline{\Delta \sigma}} = -\frac{\mu_T}{\left(\sigma \beta_K\right)^{\mu_T} - 1} \left\{ \frac{1}{\Psi_e} + \frac{\left(\tilde{C}_p\right)_T T_{3a} \eta_{iT} \left[1 - \left(\sigma \beta_K\right)^{-\mu_T}\right]}{\left(C_p\right)_{3a} \left(T_{3a} - T_o\right) - \left(\tilde{C}_p\right)_T T_{3a} \eta_{iT} \left[1 - \left(\sigma \beta_K\right)^{-\mu_T}\right] - \left(C_p\right)_{5a} \left(T_{5a} - T_o\right)\right]}$$

$$(4.26)$$

Ważnym wskaźnikiem oceny pracy analizowanych układów jest sprawność energetyczna chwilowa brutto elektrociepłowni, którą oblicza się ze wzoru:

$$\eta_C = \frac{N_{elTG} + Q}{\left(m_p W_d\right)} \tag{4.27}$$

Powyższe równanie łatwo przekształcić do postaci: $\eta_{C} = \eta_{eff} (1 + \alpha)$

(4.28)

Podstawiając do (4.27) równanie (3.25) oraz (4.19) określa się przebieg $\eta_{c} = f(\beta_{k})$ dla układu prostego turbiny gazowej z kotłem odzyskowym, dla układu z regeneracją wykorzystuje się (3.25), (3.27) oraz (4.19). Przykład obliczeń zależności $\eta_{c} = f(\beta_{k})$ pokazano na rys. 4.5 [29], wyznaczone charakterystyki są monotonicznie malejące (obliczenia przedstawione na rysunkach 4.4 i 4.5 wykonano dla tych samych danych). W całym zakresie spełniona jest zależność:

$$\frac{d\eta_{c}}{\eta_{c}d\beta_{\kappa}} = \frac{1}{\eta_{ellG}} \frac{\partial\eta_{ellG}}{\partial\beta_{\kappa}} + \frac{1}{(1+\alpha)} \frac{\partial(1+\alpha)}{\partial\beta_{\kappa}}$$
(4.29)

- 80 -









Niewielka zmiana wybranych wielkości D o wartość $\Delta D(D = T_{3a}, T_{1a}, \sigma, \beta_{iK}, \eta_{iT})$ powoduje zmianę wielkości η_c o wartość $\Delta \eta_c$. Wpływ tych zmian można badać wprowadzając wartości względne $\overline{\Delta \eta_c} = \frac{\Delta \eta_c}{\eta_c}$ i $\overline{\Delta D} = \frac{\Delta D}{D}$ zgodnie z równaniem:

$$\frac{\Delta \eta_c}{\Delta D} = \frac{\Delta \eta_{elTG}}{\Delta D} + \frac{\Delta (1+\alpha)}{\Delta D}$$
(4.30)

oraz wykorzystując wyznaczone zależności na $\frac{\overline{\Delta \eta}_{elTG}}{\overline{\Delta D}}$ i $\frac{\overline{\Delta \alpha}}{\overline{\Delta D}}$.

Innym wskaźnikiem oceny pracy elektrociepłowni może być sprawność cząstkowa wytwarzania energii elektrycznej. Zdefiniujemy ją jako [53]:

$$\eta_{EL} = \frac{N_{eTG}}{\left(m_p W_d\right) - Q} \tag{4.31}$$

które doprowadzamy do:

$$\eta_{EL} = \frac{\eta_{elTG}}{1 - \alpha \cdot \eta_{elTG}} \tag{4.32}$$

Kolejnym wskaźnikiem oceny pracy elektrociepłowni może być sprawność cząstkowa wytwarzania ciepła grzejnego [84]:

$$\eta_{EC} = \frac{Q}{\left(m_{p}W_{d}\right) - \frac{\left(1 - P_{W}\right)\eta_{TP}}{\eta_{TP}^{E} \cdot \eta_{E}} \cdot N_{efTG}}$$
(4.33)

gdzie: η_E - sprawność energetyczna netto elektrowni granicznej[108], η_{TP}^E , η_{TP} - sprawność transformacji i przesyłania ciepła z elektrowni granicznej i elektrociepłowni, P_W - wskaźnik udziału potrzeb własnych elektrociepłowni.

Zdefiniowana równaniem (4.33) sprawność jest większa od sprawności energetycznej chwilowej brutto (η_{c}) i może przyjmować wartości większe od 1. Wykorzystując definicję α i η_{effG} doprowadzamy (4.33) do:

$$\eta_{EC} = \frac{\eta_{elTG} \cdot \alpha}{1 - \frac{(1 - P_{W})\eta_{TP}}{\eta_{TV}} \cdot \eta_{E}} \eta_{elTG}}$$
(4.34)

Zwrócić należy uwagę, że do wyznaczenia zależności η_c , η_{EL} , $\eta_{EC} = f(\beta_K)$ (dlt_{3a}=const) wystarczy znajomość charakterystyk η_{elTG} , $\alpha = f(\beta_K)$. Charakterystyki takie dla $\alpha = const$ dla obydwu badanych układów pokazano w [63], z kolei charakterystyki elektrociepłowni gazowo-parowych przedstawiono w [15, 29, 39, 61, 69, 115].

4.4. Oszczędność energii chemicznej paliwa w badanych układach

Oszczędność energii chemicznej paliwa wyznacza się porównując zużycie energii chemicznej w gospodarce rozdzielonej i skojarzonej i przy założeniu stałych ilości ciepła grzejnego i energii elektrycznej dostarczonej do odbiorców:

$$M(m_p W_d) = (m_p W_d)_k + (m_p W_d)_E - (m_p W_d)_{EC}$$
(4.35)

gdzie: $(m_p W_d)$ -oznacza zużycie energii chemicznej paliwa, indeksy: k, E, EC – odpowiednio w ciepłowni, elektrowni granicznej i elektrociepłowni.

Równanie to można doprowadzić do postaci [29]:

$$\Delta(m_p W_d) = N_{elTG} \left[\frac{\alpha \eta_{PC}}{\eta_k \eta_{PC}^k} + \frac{(1 - P_W) \eta_{TP}}{\eta_{TP}^E} - \frac{(1 + \alpha)}{\eta_C} \right]$$
(4.36)

gdzie: η_k – sprawność energetyczna średnia kotłów w ciepłowni, η_{PC}^k , η_{PC} – sprawność przesyłania ciepła z ciepłowni i elektrociepłowni.

Do (4.36) można również wprowadzić skumulowaną sprawność dostawy paliwa [107].

Z (4.36) wynika, że aby budowa elektrociepłowni prowadziła do oszczędności energii chemicznej paliwa, musi zachodzić [29]:

$$\eta_{c} > \frac{1+\alpha}{\frac{\eta_{PC}\alpha}{\eta_{k}\eta_{PC}} + \frac{(1-P_{W})\eta_{TP}}{\eta_{TP}\eta_{E}}}$$
(4.37)

Zależność (4.37) zilustrowano na rys 4.6, zaznaczono na nim obszar, w zakresie jakich wartości η_c i α zastosowanie elektrociepłowni prowadzi do oszczędności energii chemicznej pałiwa.

W celu oceny energetycznego działania elektrociepłowni proponuje się wprowadzić względny (bezwymiarowy) wskaźnik oszczędności energii chemicznej paliwa (odniesiony do energii chemicznej paliwa spalonego w ciepłowni i elektrowni granicznej):

$$\overline{\Delta(m_p W_d)} = \frac{\Delta(m_p W_d)}{(m_p W_d)_k + (m_p W_d)_E}$$
(4.38)



Po przekształceniu równanie (4.38) przyjmuje postać [29]:

$$\overline{\Delta(m_p W_d)} = 1 - \frac{(1+\alpha)(\eta_C)^{-l}}{\eta_{PC} \alpha} = 1 - \frac{\eta_{elTG}}{\eta_{PC} \alpha} + \frac{(1-P_w)\eta_{TP}}{\eta_{TP}^* \eta_E} = 1 - \frac{\eta_{elTG}}{\eta_{PC} \alpha} + \frac{(1-P_w)\eta_{TP}}{\eta_{TP}^* \eta_E}$$
(4.39)

Zależność $\overline{\Delta(m_p W_d)} = f(\eta_c, \alpha)$ zilustrowano na rys. 4.7 wykorzystując równania (4.39), obszar, w jakim wielkość $\overline{\Delta(m_p W_d)}$ może być wyznaczana na płaszczyźnie η_c - α , wynika z nierówności:

$$\alpha > \frac{\eta_C}{\eta_E} - 1, \qquad \eta_C < 1$$

Przyjmując te same dane jak przy określeniu zależności α , $\eta_C = f(\beta_K)$ (rys. 4.4 i 4.5), wyznaczono charakterystykę $\Delta(\overline{m_pW_d}) = f(\beta_K)$ dla 1000°C $\leq t_{3a} \leq$ 1300°C(co 100°C) pokazaną na rys. 4.8 [29]. W tym wypadku dodatkowo przyjęto: $\eta_k = 0.85$, $\eta_{PC}^k = 0.95$, $\eta_{PC} = 0.9$, $\eta_{TP} = \eta_{TP}^E = 0.95$, $P_W = 0.07$. Sprawność energetyczną netto elektrowni granicznej założono równą 0.52 lub 0.36. Jeżeli przyjmiemy, że przy wytwarzaniu energii elektrycznej elektrociepłownia z turbiną gazową zastępuje elektrownię gazowo-parową, to $\eta_E = 0.52$, w przypadku gdy zastępuje klasyczną elektrownię kondensacyjną opalaną węglem, to $\eta_E = 0.36$. Z obliczeń wynika, że ze wzrostem t_{3a} względna oszczędność energii chemicznej paliwa rośnie, a wyznaczone wartości $\Delta(\overline{m_pW_d})$ zmieniają się nieznacznie w coraz szerszym zakresie β_K .



Rys. 4.7. Możliwość względnej oszczędności energii chemicznej paliwa w elektrociepłowni z turbina gazową Fig. 4.7. Possibilities of relative savings of the chemical energy of fuel in a heat-and-power plant with a gas turbine



4.5. Optymalne stosunki sprężu

Stosunek ciśnień w sprężarce prowadzący do maksymalnej wartości wskaźnika skojarzenia $\left(\frac{N_{elTG}}{Q}\right)$ wyznaczony z równania (4.19) jest dla układów bez regeneracji równy:

$$\beta_{K}^{opt}\left(\frac{1}{\alpha}\right) = \beta_{K}^{opt}\left(l_{wro}\right) \left(1 + \frac{\eta_{wc}}{\eta_{g}\eta_{mT}}\alpha^{-1}\right)^{\frac{1}{\mu_{K}+\mu_{T}}}$$
(4.40)

gdzie: $\beta_{k}^{opt(L_{eTG})}$ wyznacza równanie (3.29).

dl

Z powyższego wynika $\beta_{K}^{opt\left(\frac{1}{\alpha}\right)} > \beta_{K}^{opt\left(L_{erG}\right)}$ oraz $\beta_{K}^{opt\left(\frac{1}{\alpha}\right)} > \beta^{opt\left(L_{rG}\right)}$, co uzyskano podstawiając do (4.40) $\eta_{mT} = \eta_{mK} = \eta_{g} = 1$. Wielkość $\beta_{K}^{opt\left(\frac{1}{\alpha}\right)} : \beta_{K}^{opt\left(L_{erG}\right)}$ jest stosunkowo duża, np. dla $t_{3a} = 1100^{a}C$, maksymalna wartość $\alpha^{-1} \cong 0,755$ (z rys. 4.4) oraz $\beta_{K}^{opt\left(\frac{1}{\alpha}\right)} : \beta_{K}^{opt\left(L_{erG}\right)} \cong 3$.

Dla układu z regeneracją z (4.19) otrzymujemy:

$$\beta_{\kappa}^{opt\left(\frac{1}{\alpha}\right)} = \beta_{\kappa}^{opt\left(L_{\pi TO}\right)} \left[\frac{1 + \frac{\eta_{we}}{\eta_{g}\eta_{mT}} \alpha^{-1} \left(1 - \frac{W_{2}}{W_{4a}} r_{R}\right)}{1 + \frac{r_{R}\eta_{we}\eta_{mK}}{(1 + \gamma^{*})\eta_{g}} \frac{W_{2}}{W_{2a}}} \right]^{\frac{1}{\mu_{\kappa} + \mu_{T}}}$$
(4.41)

gdzie: W_2 - średnia pojemność cieplna powietrza przepływającego przez rekuperator.

Podstawiając do powyższego
$$\eta_{mT} = \eta_{mK} = \eta_g = \eta_{WC} = 1$$
 uzyskamy $\beta_K^{opl}(\frac{1}{\alpha}) > \beta_K^{opl}(L_{rG})$
a $\alpha^{-1} > \frac{r_R}{1 - r_R}$ oraz $\beta_K^{opl}(\frac{1}{\alpha}) < \beta_K^{opl}(L_{rG})$ dla $\alpha^{-1} < \frac{r_R}{1 - r_R}$.

Z równania (4.32), wykorzystując (4.19) i (3.25) wraz z (3.27) otrzymujemy dla układu bez i z regeneracją stosunek ciśnień w sprężarce gwarantujący maksymalną sprawność cząstkową wytwarzania energii elektrycznej:

- 84 -

$$\beta_{\kappa}^{opt(\eta_{EL})} = \beta_{\kappa}^{opt(L_{rns})} \left[\frac{1 - \frac{\eta_{wc} \eta_{EL}}{\eta_{mT} \eta_{g}} \cdot D_{11}}{1 - \frac{\eta_{mK}}{(1 + \gamma^{*})} \frac{\eta_{EL}}{\eta_{KS} \eta_{g}} \cdot D_{12}} \right]^{\frac{1}{\mu_{\kappa} + \mu_{T}}}$$
(4.42)

gdzie: $D_{11} = \left[1 + r_R \left(\frac{W_{2ex}}{W_{4a}\eta_{KS}\eta_{WC}} - \frac{W_2}{W_{4a}}\right)\right], \quad D_{12} = \left[\left(1 - r_R\right)\frac{W_{2ax}}{W_{2e}} + r_R\frac{W_2}{W_{2e}}\eta_{wc}\eta_{KS}\right], \quad dla \quad układu$ bez regeneracji $r_R = 0$ i $D_{11} = D_{12} = 1$.

- 86 -

Dla układu z regeneracją, jeżeli założymy $W_2 = W_{2a} = W_{2ax}$ oraz $\eta_{WC} = \eta_{KS} = 1$, to wpływ stopnia regeneracji nie występuje w (4.42) i równanie przyjmuje postać jak dla układu bez regeneracji.

Dla układu z turbiną bez regeneracji stosunek $\beta_{K}^{opt(\eta_{EL})}$: $\beta_{K}^{opt(L_{rG})} \approx 1$, przy czym wartość dokładna zależy od wyrażenia $k = \frac{\eta_{WC}\eta_{KS}(1+\gamma^{*})}{\eta_{mT}\eta_{mK}}$ i nie zależy od η_{EL} , dla k < 1

wzmiankowany stosunek jest większy od 1, dla k > 1 nieco mniejszy od 1.

Na podstawie (4.34) oraz (4.19), (3.25), (3.27) wyznaczono optymalny stosunek ciśnień zapewniający maksymalną sprawność cząstkową wytwarzania ciepła grzewczego.

$$\beta_{\kappa}^{opt(\eta_{EC})} = \beta_{\kappa}^{opt(L_{eTG})} \left[\frac{1 - \frac{1}{\eta_{EC}} \frac{\eta_{m}}{\eta_{mT} \eta_{g} D_{13}} \left(1 - r_{R} \frac{W_{2}}{W_{4a}} \right) - r_{R} \frac{D_{14}}{D_{13}}}{1 - \frac{\eta_{mK}}{\eta_{KS} \eta_{g} (1 + \gamma^{*}) D_{13}} (1 - r_{R}) \frac{W_{2ar}}{W_{2a}} - \frac{r_{R}}{\eta_{EC}} \frac{D_{15}}{D_{13}}} \right]^{\frac{1}{\mu_{K} + \mu_{T}}}$$
(4.43)

gdzie:
$$D_{I3} = \frac{(I - P_W)\eta_{TP}}{\eta_{TP}^E \eta_E}$$
, $D_{14} = \frac{W_{2\alpha x}}{W_{4a}\eta_g \eta_{mT} \eta_{KS}}$, $D_{15} = \frac{W_2 \eta_{wc} \eta_{mK}}{W_{2a} \eta_g}$

Dla układu bez regeneracji $r_R = 0$ i dla $\eta_{EC} > \frac{\eta_{we} \eta_{ES}}{\eta_{mT} \eta_{mK}} (l + \gamma^*)$, co odpowiada $\eta_{EC} > \sim 1$, zachodzi $\beta^{opl(\eta_{EC})} > \beta^{opl(L_{eTG})}$, dla $\eta_{EC} < \sim 1$ jest $\beta^{opl(\eta_{EC})} < \beta^{opl(L_{eTG})}$.

Dla układu z regeneracją, podstawiając do (4.43) $\eta_{wc} = \eta_{mT} = \eta_{mK} = \eta_g = \eta_{KS} = 1$, $\gamma^* = 0$ uzyskujemy $\beta_K^{opr(\eta_{EC})} < \beta_K^{opr(L_{rrG})}$ dla ($\eta_{EC} < 1$ i $r_R <\sim 0.5$) oraz uzyskamy $\beta^{opr(\eta_{EC})} > \beta_K^{opr(L_{rrG})}$ dla ($\eta_{EC} > 1$ i $r_R <\sim 0.5$) lub dla ($\eta_{EC} < 1$ i $r_R >\sim 0.5$). Z równania (4.39) przy wykorzystaniu (4.19), (3.25), (3.27) uzyskano stosunek ciśnień w sprężarce zapewniający maksymalny względny wskaźnik oszczędności energii chemicznej paliwa w badanych układach:

$$\hat{p}_{K}^{opt\left(\overline{\Delta(m_{p}W_{d})}\right)} = \hat{p}_{K}^{opt\left(L_{eTG}\right)} \left\{ \frac{1 - \frac{D_{16}\eta_{wc}}{D_{13}\eta_{mT}\eta_{g}} + \frac{r_{R}D_{14}}{D_{13}} \left[D_{16} \cdot D_{18} - \frac{1}{\eta_{KS}\left(1 - \overline{\Delta(m_{p}W_{d})}\right)} \right] \right\}^{\mu_{K} + \mu_{T}} \left\{ \frac{1 - \frac{D_{16}\eta_{wc}}{D_{13}\eta_{mT}\eta_{g}} + \frac{r_{R}D_{14}}{D_{13}} \left[D_{16} \cdot D_{18} - \frac{1}{\eta_{KS}\left(1 - \overline{\Delta(m_{p}W_{d})}\right)} \right] \right\}^{\mu_{K} + \mu_{T}} \left\{ \frac{1 - \frac{D_{16}\eta_{wc}}{D_{13}(1 - \overline{\Delta(m_{p}W_{d})})} - r_{R}\left(\frac{D_{15} \cdot D_{16}}{(1 + \gamma^{*})D_{13}}\right) \right\}^{\mu_{K} + \mu_{T}}$$

$$(4.44)$$

gdzie:
$$D_{13}$$
, D_{14} , D_{15} - jak za równaniem (4.43), $D_{16} = \frac{\eta_{PC}}{\eta_K \eta_{PC}^K}$; $D_{17} = \frac{\eta_{mK} \eta_{2ax}}{(1 + \gamma^*) \eta_{KS} \eta_g W_{2a}}$

$$D_{18} = \frac{W_2 \eta_{wc} \eta_{KS}}{W_{2m}}$$

Podstawiając w powyższym $r_R = 0$ uzyskujemy stosunkowo prostą zależność na $\beta_K^{opt}(\overline{\Delta(m_pW_d)})$ dla układu prostego. Wynika z niej, że dla $1 > \Delta(\overline{m_pW_d}) > \frac{D_{19} - 1}{D_{19}}$, $D_{19} = \frac{\eta_{PC}\eta_{wc}\eta_{KS}(1+\gamma^*)}{\eta_K\eta_{PC}^K\eta_{mT}\eta_{mK}}$ zachodzi $\beta_K^{opt}(\overline{\Delta(m_pW_d)}) > \beta^{opt(L_{erro})}$, przy czym im $\overline{\Delta(m_pW_d)}$ jest większe, tym stosunek $\beta_K^{opt}(\overline{\Delta(m_pW_d)})$: $\beta_K^{opt(L_{erro})}$ jest większy. Z kolei dla $0 < \overline{\Delta(m_pW_d)} < \frac{D_{19} - 1}{D_{16}}$

wyznaczamy $\beta_{K}^{opt(\overline{\Delta(m_{p}W_{g})})} < \beta^{opt(L_{eTG})}$.

Dla układu z regeneracją, podstawiając do (4.44)
$$\eta_{mT} = \eta_{mK} - \eta_{R} - \eta_{RS} - \eta_{mC} = \eta_{RS} - \eta_{mC}$$

 $\eta_{PC} = \eta_{PC}^{R}$, $W_{2ax} = W_{2a} = W_{2} \approx W_{4a}$, $P_{w} = \gamma^{*} = 0$, $\eta_{TP} = \eta_{TP}^{R}$ (tzn. $D_{14} = D_{15} = D_{17} = D_{18} = 1$,
 $D_{13}, D_{16} \neq 1$), uzyskamy $\beta_{K}^{opt(\overline{d(m_{P}W_{d})})} < \beta^{opt(L_{170})}$ dla $(r_{R} < \frac{1}{2} \text{ i } 0 < \overline{d(m_{P}W_{d})} < \frac{D_{16} - 1}{D_{16}})$ lub
dla $(r_{R} > \frac{1}{2}$ i $\frac{D_{16} - 1}{D_{16}} < \overline{d(m_{P}W_{d})} < 1$) oraz $\beta_{K}^{opt(\overline{d(m_{P}W_{d})})} > \beta^{opt(L_{170})}$ dla $(r_{R} > \frac{1}{2}$ i
 $0 < \overline{d(m_{P}W_{d})} < \frac{D_{16} - 1}{D_{16}}$) lub dla $(r_{R} < \frac{1}{2} \text{ i } \frac{D_{16} - 1}{D_{14}} < \overline{d(m_{P}W_{d})} < 1$).
Na rys. 4.9 przedstawiono obliczone charakterystyki $\beta_{K}^{opt(\frac{1}{\alpha})}$, $\beta_{K}^{opt(\eta_{18k})}$

-n = 1 oraz

Na rys. 4.9 przedstawiono obneżone onazaroj po przedstawiono obneżone onazaroj po przedstawiono obneżone onazaroj po przedstawiono obneżone odazowej z wymiennikiem ciepła (kotłem $\beta_{K}^{opt}(\overline{a(m_{p}W_{d})}) = f(t_{3a})$ dla układu prostego turbiny gazowej z wymiennikiem ciepła (kotłem odzyskowym), ostatnią z wymienionych wyznaczono dla $\eta_{E} = 0,52$.





Rys. 4.9. Zależność $\beta_{K}^{opt(1 \ \alpha)}, \beta_{K}^{opt(A(\overline{m_{p}W_{q}}))}, \beta_{K}^{opt(\eta_{EL})} = \overline{f(t_{3a})}$ dla turbiny gazowej z kotłem odzyskowym Fig. 4.9. Relation $\beta_{K}^{opt(1 \ \alpha)}, \beta_{K}^{opt(A(\overline{m_{p}W_{q}}))}, \beta_{K}^{opt(\eta_{EL})} = \overline{f(t_{3a})}$ concerning a gas turbine with a waste-heat boiler

4.6. Analiza efektywności ekonomicznej

4.6.1. Metodologia określania dopuszczalnej ceny paliwa [70] i inne mierniki oceny efektywności ekonomicznej

Do obliczeń efektywności ekonomicznej układów skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła stosuje się ogólnie przyjęte metody oceny inwestycji energetycznych przedstawione w rozdziale 2. Powszechnie wykorzystuje się wartość zaktualizowaną netto, w tym również do określania dopuszczalnej ceny paliwa. Wielkość *NPV* jest zdefiniowana wzorem [99, 108]:

$$VPV = \sum_{i=0}^{N} \frac{CF_i}{(1+r)^i}$$
(4.45)

Przepływy gotówkowe CF_t z (4.45) przy zastosowaniu metodologii UNIDO wyznaczyć można opierając się na formule [33, 99]:

$$CF_{t} = \left[-J + \left(S_{el} + S_{c}\right) - \left(K_{F} + K_{NP} + P_{d} + K_{obr}\right) + L\right]_{t}$$
(4.46)

- 89 -

gdzie: wszystkie wielkości dotyczą roku *t*, i tak J – nakłady inwestycyjne; S_{el} , S_c – wpływy ze sprzedaży energii elektrycznej i ciepła, K_F – koszty paliwa, K_{NP} – pozapaliwowe koszty wytwarzania produkcji, P_d – podatek dochodowy, K_{obr} – zmiana kapitału obrotowego, L – wartość likwidacyjna przedsiębiorstwa (L = 0 dla $0 \le t \le N-1$).

Wpływy ze sprzedaży energii elektrycznej i cieplnej są funkcją chwilowych obciążeń elektrycznych N'_{elTG} i cieplnych Q':

$$S_{el} = \int_{0}^{t_{el}} N_{ellG} \cdot C_{el} d\tau$$
(4.47)

$$S_{c} = \int \mathcal{Q}' C_{c} d\tau = \int_{0}^{\infty} \alpha \cdot N_{elTG} \cdot C_{c} d\tau$$
(4.48)

gdzie: T_{el} , T_c – czas wytwarzania energii elektrycznej i ciepła, C_{el} , C_c – cena sprzedaży energii elektrycznej i ciepła.

Podobnie jako funkcję chwilowego zużycia paliwa m_p można wyrazić roczne zużycie paliwa:

$$B_r = \int_{0}^{\tau_{ri}} m_p d\tau = \int_{0}^{\tau_{ri}} \frac{N_{elTG}}{\eta_{elTG}} d\tau$$
(4.49)

gdzie: η_{elTG} – chwilowa sprawność wytwarzania energii elektrycznej.

Koszt paliwa K_{F_r} tak jak w równaniu (3.98), jest iloczynem ceny paliwa C_p i jego rocznego zużycia. Obliczenie podatku dochodowego w roku *t* wymaga oprócz znajomości przedstawionych już wielkości podania stopy podatku dochodowego (*p*), określenia wartości amortyzacji (A_m) oraz obliczenia odsetek od zaciągniętych kredytów (*F*).

$$[P_{d}]_{l} = \{ [(S_{el} + S_{c} + L) - (K_{NP} + K_{F} + A_{m} + F)]p \}_{l}$$

$$(4.50)$$

Dopuszczalną (graniczną) cenę paliwa gazowego wyznaczamy z równania (4.45) przy założeniu NPV = 0, wykorzystując ponadto zależność (4.46) otrzymamy [70]:

$$C_{p}^{d} = \frac{\sum_{i=0}^{l=N} \frac{\left[\left(S_{el} + S_{c} + L \right) - \left(K_{NP} + P_{d} + K_{obr} + J \right) \right]_{i}}{(1+r)^{i}}}{\sum_{i=0}^{l=N} \frac{B_{r,i}}{(1+r)^{i}}}$$
(4.51)

Równanie (4.51) można przedstawić w postaci:

$$C_{p}^{d} = [C_{p}(S_{el}) + C_{p}(S_{c}) + C_{p}(L)] - [C_{p}(K_{NP}) + C_{p}(P_{d}) + C_{p}(K_{obr}) + C_{p}(J)]$$
(4.52)

Wyrażenie w pierwszym nawiasie kwadratowym określa składniki dopuszczalnej ceny paliwa związane z przychodami $C_p(S)$, zaś w drugim nawiasie z kosztami $C_p(K)$, w ten sposób (4.52) można przedstawić ogólnie jako:

$$C_{p}^{d} = C_{p}(S) - C_{p}(K)$$
(4.53)

W równaniu (4.53), każdy ze składników $C_p(i)$ dla $i = (S_{el}, S_c, L, J, K_{NP}, P_d, K_{obr})$ jest równy:

$$C_{p}(i) = \left(\sum_{i=0}^{i=N} \frac{i_{i}}{(1+r)^{i}}\right) \cdot \left(\sum_{i=0}^{i=N} \frac{B_{r,i}}{(1+r)^{i}}\right)$$
(4.54)

Wyrażenie to upraszcza się do postaci *i*: B_r tylko wtedy, gdy wartość *i* oraz B_r jest stała w poszczególnych latach, oraz obie wielkości występują dla tych samych czasów t (np. jeżeli założymy, że wpływy ze sprzedaży energii elektrycznej i ciepła oraz zużycie paliwa gazowego w poszczególnych latach nie ulegają zmianie, to $C_p(S_{el}) = S_{el}:B_r, C_p(S_c) = S_c:B_r$).

Równanie (4.45) można doprowadzić do zamkniętej prostej postaci przy założeniu, że przepływy gotówkowe w kolejnych latach eksploatacji są stałe (tym samym pomija się L, K_{obr}), a nakłady inwestycyjne są rozłożone równomiernie w czasie trwania budowy i skupione na początku roku, wówczas:

$$NPV = \frac{[S_{el} + S_e - (K_{NP} + K_F + Z\rho \cdot J)]}{\rho} (1 - p)$$
(4.55)

Przy założeniu NPV = 0 znajdujemy z (4.55) graniczną cenę paliwa:

$$r_{p}^{d} = \frac{S_{el} + S_{e} - (K_{NP} + Z\rho J)}{B_{e}}$$
 (4.56)

Koszty pozapaliwowe występujące we wcześniejszych równaniach stanowią: koszty obsługi i zarządu, koszty materiałów i surowców pomocniczych, koszty opłat środowiskowych (łącznie K_o) oraz koszty remontów i serwisu K_r . Zwykle przyjmuje się, że te ostatnie są proporcjonalne do wskaźnika kosztów remontów k_r oraz nakładów inwestycyjnych.

Do równania (4.56) możemy wprowadzić parametry znamionowe układu skojarzonej produkcji energii elektrycznej i ciepła (N_{elTG} , Q, η_{elTG}) lub parametry autonomicznej turbiny gazowej (η_{elTG}^{a}), (N_{elTG}^{a})[70]:

$$C_{\rho}^{d} = \eta_{elTG}^{a} W_{d} \left[K_{N}^{a} \cdot C_{el} \left(1 - P_{w} \right) + \alpha \cdot K_{N}^{a} C_{c} \frac{T_{c}}{T_{el}} - \frac{K_{0}}{N_{elTG}^{a} \cdot T_{el}} - \frac{J}{N_{elTG}^{a} \cdot T_{el}} \left(Z\rho + k_{r} \right) \right]$$
(4.57)

Wyznaczenie wartości C_p^{d} w zł/m³_n z równania (4.57) wymaga uzgodnienia jednostek wielkości tam występujących. Zależność (4.57) pokazuje, że na dopuszczalną cenę paliwa dla badanych układów mają wpływ:

- cena sprzedaży energii elektrycznej (Cel),

- cena sprzedaży ciepła (C_c) ,

- stopień wykorzystania źródła (czas pracy: Tel, Tc),

- parametry techniczne układu ($\eta^{a}_{elTG}, K^{a}_{N}, \alpha, P_{w}$),

- parametry ekonomiczne układu $(J, Z' \rho, K_0, k_r)$.

Przedstawiając zależność (4.57) w postaci analogicznej do (4.52) uzyskujemy:

$$C_{p}^{d} = C_{p}(S_{el}) + C_{p}(S_{c}) - C_{p}(K_{0}) - C_{p}(J,K_{r})$$
(4.58)

Ostatni człon tego równania jest składnikiem ceny dopuszczalnej paliwa (ujemnym) wynikającym z nakładów inwestycyjnych i kosztów remontowych.

Jeżeli znamy dopuszczalną cenę paliwa, którą oznaczymy $\begin{bmatrix} C_p \end{bmatrix}_{p_0}$, i jej wyróżnione w (4.52) składniki $\begin{bmatrix} C_p(i) \end{bmatrix}_{p_0}$ dla określonych wartości: C_{el} , C_c , T_{el} , T_c , J – które nazwiemy podstawowymi, to cenę paliwa dla zmienionych wartości wymienionych wielkości określimy z zależności:

$$C_{p}^{d} = \left[C_{p}^{d} \right]_{po} + \sum \Delta C_{p}(i)$$

$$(4.59)$$

Występujące w powyższym równaniu wielkości $\Delta C_{p}(i)$ wyrażają zmianę wartości składników $\begin{bmatrix} C_{p}(i) \end{bmatrix}_{\infty}$ spowodowaną zmianą wartości podstawowych (C_{el} , C_{c} , T_{el} , T_{c} , J). Wystarczającą dokładność uzyskuje się przy korzystaniu z równania (4.59) pomijając w nim składniki $\Delta C_{p}(i)$ związane z: podatkiem dochodowym, wartością likwidacyjną, zmianą kapitału obrotowego ($i = P_{d}, L, K_{obr}$) [26,70]. Wówczas pozostałe składniki $\Delta C_{p}(i)$ wyznaczamy z zależności [70,72]:

$$\Delta C_{p}(S_{el}) = \left(\tilde{C}_{el} - 1\right) \left[C_{p}(S_{el})\right]_{po}$$
$$\Delta C_{p}(S_{c}) = \left(\tilde{C}_{c} \cdot \frac{\tilde{T}_{c}}{\tilde{T}_{el}} - 1\right) \left[C_{p}(S_{c})\right]_{po}$$

(4.60)

$$\Delta C_p(J,K_r) = (\overline{T_{el}} - \overline{J_c})/\overline{T_{el}} \cdot [C_p(J,K_r)]$$
$$\Delta C_p(K_v) = (1 - \frac{1}{\overline{T_{el}}})[C_p(K_o)]_{po}$$

gdzie: () - określa wartości względne odniesione do podstawowych.

Badanie efektywności ekonomicznej układów skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła prowadzi się również z wykorzystaniem wewnętrznej stopy zwrotu. Wykorzystując definicję podaną w rozdziale 2 wyznaczymy ją z równania:

$$\sum_{i=0}^{N} \frac{CF_{i}}{(1+IRR)^{i}} = \sum_{i=1}^{n} \frac{CF_{i}}{(1+IRR)^{i}} - J_{a} = 0$$
(4.61)

W równaniu powyższym nakłady inwestycje odniesione są do roku zerowego (J_o) (wówczas lata od 1 do *n* są okresem eksploatacji elektrociepłowni).

Jeżeli założymy, tak jak przy wyprowadzeniu (4.55), że przepływy gotówkowe w kolejnych latach eksploatacji są stałe, a nakłady inwestycyjne są rozłożone równomiernie w czasie trwania budowy i skupione na początku roku, to równanie (4.61), wykorzystując (3.101) doprowadzimy do postaci [68]:

$$S_{cl} + S_c - (K_F + K_{NP}) = J \frac{\left[(1 + IRR)^b - 1 \right] (1 + IRR)^{n+1}}{b \left[(1 + IRR)^n - 1 \right]}$$
(4.62)

Zwrócić należy uwagę, że z równania (4.55) można wyznaczyć jednostkowy koszt wytwarzania ciepła w badanych układach [64]:

$$_{WC} = \frac{Z\rho J + K_F + K_{NP} - N_{elTG}(1 - P_w)T_{el}C_{el}}{QT_C}$$
(4.63)

W tym wypadku do określenia kosztów paliwa należy wykorzystać cenę jego zakupu. Nakłady inwestycyjne, podobnie jak w przypadku instalacji turbiny gazowej, wyznaczamy opierając się na kosztach jednostkowych lub wykorzystując równanie (3.88) zapisane jako:

$$J = A \cdot \sum_{i} C_i \tag{4.64}$$

W tym wypadku koszt zakupu instalacji składa się z kosztów zakupu urządzeń takich jak w przypadku instalacji turbiny zarówno prostej, jak i z regeneratorem (C_K , C_{KS} , C_T , C_R – zal. 3.89 ÷ 3.92) oraz dodatkowo kosztu zakupu kotła odzyskowego. Tą ostatnia wartość wyrażoną w USD wyznaczyć można z zależności [49, 50]:

$$C_{KO} = C_{3} \cdot \left[\left(\frac{Q}{\Delta t_{m}} \right)_{EK}^{0.8} + \left(\frac{Q}{\Delta t_{m}} \right)_{PAR}^{0.8} \right] + C_{4} \cdot m_{4a}^{1,2} + C_{5} \cdot m_{1a}$$
(4.65)

gdzie: m – strumień masy w punktach zaznaczonych na rys 4.1(indeks dolny), Q – strumień ciepła przekazywany czynnikowi w kotle w podgrzewaczu (indeks *EK*) i parowaczu (indeks *PAR*), Δt_m - średniologarytmiczna różnica temperatur w podgrzewaczu (*EK*) i parowaczu (*PAR*).

Z równań (3.89) ÷ (3.92) i (4.65) wynika, że:

$$J = f(N_{el}, Q, \beta_K, t_{3a})$$
(4.00)

4.6.2. Przykładowe rezultaty obliczeń

Na rysunku 4.10 przedstawiono dopuszczalną cenę paliwa i jej składniki dla elektrociepłowni układu składającej się z kotła odzyskowego i instalacji prostej turbiny gazowej od 1 ÷ 10 MW. Obliczenia zrealizowano wykorzystując zależności (4.57) + (4.58) dla wyznaczonych przez autora wielkości [26, 27]: $\alpha = 2,4572 \cdot \left[\overline{N}_{elTi}^{a}\right]^{+0,1951}$ $K_{N}^{a} = 0,0021 ln \overline{N}_{elTG}^{a} + 0,9896$; $\eta_{iTG}^{a} = 0,0426 ln \overline{N}_{eTG}^{a} + 0,2273$; $K_{o} = 185000 + 32500 \cdot N_{elTG}^{a}$; $J = 7911000 \left(N_{iTG}^{a}\right)^{0.6467}$ (gdzie: \overline{N}_{iTG}^{a} jest bezwymiarową mocą autonomicznej turbiny





- 94 -

równą liczbowo wartości N_{elTG} wyrażonej w MW, podstawiając N_{ITG}^{a} w MW otrzymujemy K_{o} oraz J w zł.). W obliczeniach ponadto przyjęto $Z \cdot \rho = 0,1644$, $P_{w} = 0,01$, $C_{el} = 121,37$ zł/MWh, $C_{c} = 64,8$ zł/MWh = 18 zł/GJ, $T_{c} = T_{el} = 8000$ h/rok, $k_{r} = 0,025$.

Dla tych samych danych w [28, 68] wyznaczono zależność $IRR = f(N_{effic}^{\sigma})$, w tym wypadku do określenia kosztów paliwa wykorzystano cenę podaną przez PGNiG SA. Stwierdzono tam [28, 68], że dla badanych układów wskaźnik *IRR* może być większy od 10% (12%), przy dostatecznie wysokiej cenie sprzedaży energii elektrycznej i ciepła (C_{el} >160 zł/MWh, C_c > 22 zł/GJ) oraz odpowiednio długim czasie pracy ze znamionowym obciążeniem elektrycznym i cieplnym (T_{el} , T_c > 6000/5800/h). W tym wypadku efektywność ekonomiczna małych elektrociepłowni nie musi być podważana. Jednocześnie poprawia się ona wraz z obniżeniem ceny gazu czy nakładów inwestycyjnych. Efektywnie ekonomicznie mogą okazać się układy N_{elTG} > 7 MW.

Wpływ zmiany jednego z parametrów: C_{el} , C_c , T_{el} , T_c , J na przebieg wyznaczonej na rys. 4.10 charakterystyki łatwo można określić wykorzystując zależność (4.59) i (4.60). Tak np. dla $N^a_{ellG} = 7 MW$ odczytujemy z rysunku $C^a_p = 0.4 \text{ zł/m}^a_n$ oraz $C_p(S_{el}) \equiv 0.35 \text{ zł/m}^a_n$, $C_p(S_c) \equiv 0.32 \text{ zł/m}^a_n$ i np. dla $C_{el} = 160 \text{ zł/MWh}$ i $C_c = 22 \text{ zł/GJ}$ wyznaczamy graniczną cenę paliwa równą 0.59 zł/m^a_n. Obliczenia dopuszczalnej ceny paliwa dla różnych zakresów mocy turbiny gazowej i badanie wpływu wybranych parametrów na tą wielkość (zarówno dla elektrowni, jak i elektrociepłowni) przedstawiono także w [25, 66, 67, 70].

Poniżej wyznaczono graniczną cenę paliwa dla trzech instalacji turbin gazowych z wymiennikiem ciepłowniczym [33, 70]. Badane instalacje scharakteryzowane są przez wielkości podane w tablicy 4.1. Do wyznaczenia C_p wykorzystano równanie (4.51), uwzględniające wszystkie składniki przepływu gotówki *CF*.

Podstawowe dane badanych układów

Tablica 4.1

Typ Ukladu	N ^a elTG[MW]	α	K ^a _N	η ^a eITG	J 10 ⁻³ [zl]	K _o -10 ⁻³ [zl]
CHP I	2	2,222	0,9873	0,25	9948	249
CHP II	3,515	1,974	0,9820	0,279	13494	297,5
CHP III	11,27	1,560	0,9850	0,32	34168	520,4

W obliczeniach ponadto przyjęto: okres budowy układu b = 1 rok, okres eksploatacji elektrociepłowni n = 15 lat, stopę dyskonta r = 0,12, amortyzację $A_m = 0,07$. J. Założono, że inwestycja realizowana jest w 75% z kredytu bankowego (annuitowego) o realnej stopie oprocentowania 11,88%, kredyt spłacany jest przez 10 lat. Stopę podatku dochodowego w równaniu (4.50) przyjęto równą p = 30% dła t = 1, przy czym maleje ona w kolejnych latach o 2% aż do p = 22% dła $t \ge 5$. Wskaźnik kosztów remontów $k_r = t$ -0,0025 dła $t \le 10$ i $k_r = 0,025$ dła t > 10. W obliczeniach uwzględniono zmianę kapitału obrotowego. Wartość likwidacyjną przedsiębiorstwa ustalono jako sumę niezamortyzowanego majątku i kapitału obrotowego z ostatniego roku działalności. Rezultaty obliczeń granicznej ceny paliwa dła badanych elektrociepłowni przy różnych wartościach ceny sprzedaży energii elektrycznej i ciepła oraz przy różnych czasach wytwarzania energii elektrycznej od $T_{el} = 8000$ h/rok do 6400 h/rok (0,8

8000) i różnych czasach wytwarzania ciepła zależnych od wskaźnika $\frac{T_e}{T_{el}}$ i wartości T_{el}

(maksymalnie $T_c = 8000$ h/rok, minimalnie $T_c = 2560$ h/rok) zestawiono w tablicy 4.2. Z tablicy tej (jak i równania (4.57)) wynika istotny wpływ stopnia wykorzystania układu na graniczną cenę paliwa. Maksymalne wartości T_{el} wynikają z dyspozycyjności urządzeń. Rzeczywiste wartości T_{el} uzyskuje się z analizy zapotrzebowania na energię elektryczną wytwarzaną przez badane układy, przedstawioną najczęściej w postaci wykresu uporządkowanego. Podstawą przyjęcia wartości T_c/T_{el} jest przeznaczenie układu. Dla układów pracujących samodzielnie na cele komunalne produkcja ciepła musi pokryć cały uporządkowany wykres łącznego zapotrzebowania na ciepło do celów ogrzewania i wentylacji pomieszczeń oraz do przygotowania ciepłej wody użytkowej. W tym wypadku wskaźnik T_c/T_{el} nie przekracza wartości 0,36 przy $T_{el} = 8000$ h/rok [33]. Tylko w przypadku wytwarzania jednocześnie ciepła zarówno na cele komunalne jak i technologiczne oraz w zastosowaniach specjalnych wskaźnik ten jest większy niż podany.

Wyznaczone wartości liczbowe granicznej ceny paliwa będą zmieniały się również wraz ze zmianami wskaźników makroekonomicznych, takich jak: realne oprocentowanie kredytu, stopa dyskonta, stopa podatkowa, kursy walutowe. W ciągu ostatnich kilku lat obserwuje się znaczące zmiany wartości wymienionych wskaźników. W tablicy 4.2 zaznaczono pogrubioną czcionką te wartości wyznaczonej ceny paliwa, które są wyższe od oferowanej przez PGNiG SA na moment wykonywania obliczeń [26, 33]. Zauważyć można

że liczby te występują wyłącznie, gdy $\frac{T_e}{T_{el}} = 1$ i $\frac{T_c}{T_{el}} = 0.8$, w tym drugim przypadku jednocześnie $C_{el} = 164$ zł/MWh i $C_e \ge 20$ zł/GJ.

Zależność granicznej ceny poliwo Cd - 640 o mie	Tablica 4.2
$\sum_{p=1}^{n} (C_{el}, C_c, T_c/T_{el}, T_{el}) dla$	elektrociepłowni
z prostym układem turbiny gazowej	

			TOLT	= 1			
Typ układu	$J[z!/MWh] C_{a} = 121.37 C = 142$						
	[zł/GJ]	$C_{c} = 20$	$C_{1} = 22$	C = 20	= 142	$C_{el} =$	164.05
_	T./8000	Cd	oc-LL Cd	Cc - 20	$C_c = 22$	$C_c = 20$	$C_{c} = 22$
	er e		00	Co	Co	C'o	C°,
CHPI	0.8	0 2002	Zi/mn ⁻	zł/m _n °	zł/m ³	zł/m ³	zł/m ³
	0,0	0,3003	0,3381	0,3486	0,3865	0,4002	0,4381
	1	0,3400	0,3784	0,3889	0,4267	0,4405	0,4784
CHP II	0.8	0,3720	0,4100	0,4211	0,4590	0,4727	0,5106
	0,0	0,3034	0,4209	0,4373	0,4748	0,4949	0,5325
-		0,4177	0,4003	0,4/16	0,5092	0,5293	0,5668
CHP III	0.8	0,4452	0,4627	0,4991	0,5367	0,5568	0,5943
	0,0	0,4547	0,4088	0,4966	0,5306	0,5627	0,5967
	0,0	0,4047	0,4987	0,5265	0,5605	0,5926	0,6266
	'!	0,4000	0,5226	0,5504	0,5844	0,6165	0,6505
CHPI	0.8	0.2246	$\frac{1_{C}}{1_{el}} =$	0,8			
	0,0	0,2240	0,2549	0,2729	0,3032	0,3245	0,3548
		0,2049	0,2951	0,3132	0,3435	0,3648	0,3951
СНР Ш	0.0	0,2971	0,3274	0,3454	0,3757	0,3970	0,4273
-	0,0	0,3083	0,3383	0,3622	0,3923	0,4199	0,4499
	0,9	0,3427	0,3727	0,3966	0,4266	0,4542	0,4842
СНРШ	0.0	0,3702	0,4002	0,4241	0,4541	0,4817	0,5117
	0,0	0,3007	0,3939	0,4286	0,4558	0,4947	0,5219
	0,9	0,3966	0,4238	0,4585	0,4857	0,5246	0,5518
l	1	0,4206	0,4478	0,4824	0,5096	0,5485	0.5757
CHPI	0.0	0.0700	$I_C / T_{el} = ($),4			
	0,8	0,0732	0,0883	0,1215	0,1366	0,1731	0.1883
	0,9	0,1134	0,1286	0,1618	0,1769	0,2134	0.2285
СНРП		0,1457	0,1608	0,1940	0,2091	0,2456	0.2608
	0,8	0,1582	0,1732	0,2121	0,2272	0.2698	0.2848
-	0,9	0,1926	0,2076	0,2465	0,2615	0.3041	0.3191
	1	0,2200	0,2351	0,2740	0,2890	0.3316	0.3466
	0,8	0,2307	0,2443	0,2925	0,3061	0,3586	0.3722
	0,9	0,2606	0,2742	0,3224	0,3360	0,3885	0.4021
	1	0,2845	0,2981	0,3464	0,3600	0.4125	0.4261

Na rysunkach 4.11 i 4.12 pokazano wyznaczone przy wykorzystaniu (4.63) charakterystyki $k_{WC} = f(\beta_K)$ dla różnych wartości t_{3a} [64]. Obliczenia przeprowadzono dla układu z rysunku 4.1a i 4.1c, zakładając przebieg zmian temperatur w kotle według rys. 4.1b. Dane dotyczące turbiny gazowej (bez i z regeneracją) podano w rozdziale 3.4.4. Nakłady inwestycyjne na badane układy wyznaczono z (4.64). Ponadto przyjęto jak w przypadku obliczeń autonomicznej turbiny gazowej (rozdział 3.7.1 i 3.7.3): r = 0,1; b = 1 rok; n = 15 lat; A = 1,78; $T_{el} = 8000$ h/rok; $k_r = 0.025$; k = 18 W/m²K; 1 USD = 4,16 zł; $C_l = 1,051$; $C_2 = 1,207$; $K_o = 278200 + 5,33 N_{elTG}$; C_p – według równania (3.105). Dla elektrociepłowni z rys. 4.1a założono N_{elTG} =50 MW i ciepło użyteczne wyprowadzone z układu Q = 70 MW, dla układu z rys.4.1c N_{elTG} = 50 MW i Q = 40 MW. Dla obydwu układów przyjęto P_w = 0,05, $C_{el} = 121,37$ zł/MWh i $T_{el} = T_c$ oraz dane dotyczące kotła odzyskowego:

- ciśnienie i temperatura wody na wlocie do podgrzewacza wody: 1MPa i 30°C,
- ciśnienie i temperatura wytworzonej pary (nasyconej suchej): 1MPa i 179,9°C,
- minimalna różnica temperatur pomiędzy spalinami i czynnikiem roboczym w kotle
 7 K, Δt_{ap} = 6 K, straty ciśnienia ζ₃ = 0,05, sprawność wymiany ciepła η_{WC} = 0,99,
- graniczną (dopuszczalną) temperaturę spalin na wylocie z kotła t_{5agr} = 80°C,
- C₃ = 3650, C₄ = 658, C₅ = 11820 (współczynniki z równania (4.65)).

Wyznaczone na rysunkach 4.11 i 4.12 zależności osiągają minimum przy coraz większym stosunku ciśnień wraz ze wzrostem t_{3a} , wartość tego minimum obniża się ze wzrostem t_{3a} .

K. 53





Rys. 4.11. Zależność $k_{wc} = f(\beta_k)$ dla układu prostego turbiny gazowej z kotłem odzyskowym Fig. 4.11. Relation $k_{wc} = f(\beta_k)$ concerning a simple gas turbine system with a waste-heat boiler

Rys. 4.12. Zależność $k_{wc} = f(\beta_K)$ dla układu turbiny gazowej z regeneracją i kotłem odzyskowym Fig. 4.12. Relation $k_{wc} = f(\beta_K)$ concerning a gas turbine with regeneration and waste-heat boiler

4.7. Podsumowanie

Zainstalowanie turbiny gazowej zarówno bez, jak i z regeneracją w układzie z kotłem odzyskowym (wymiennikiem ciepła) zmienia charakterystyki η_{elTG}, L_{eTG} = f(β_K) przy t_{3a} = const w porównaniu do tych charakterystyk obliczonych dla turbiny pracującej autonomicznie. Dla obydwu badanych układów zainstalowanie kotła odzyskowego w konsekwencji wzrostu strat ciśnienia powoduje obniżenie mocy elektrycznej układu. Liczbowym wyrazem tego obniżenia jest wyznaczony współczynnik zmniejszenia mocy. Tak np. wzrost wartości wylotowej straty ciśnienia od ζ₃ = 0,02 do ζ₃ = 0,045 powoduje stratę mocy turbiny o około 2 punkty procentowe przy β_K = 6 i ~ 1,4% przy β_K ≥ 18 (dla t_{3a} = 1200°C). Współczynnik zmniejszenia mocy przy β_K = const i t_{3a} = const zmniejszeni

swoją wartość liniowo ze wzrostem ζ_3 , tym bardziej, im niższa jest temperatura t_{3a} . Inną konsekwencja podłączenia kotła odzyskowego do instalacji turbiny gazowej jest wzrost strumienia ciepła zawartego w spalinach opuszczających turbinę. Wzrost straty wylotowej w zakresie podanym wyżej powoduje niewielki wzrost mocy użytecznej kotła o ~(0,6 + 0,8) punkta procentowego (β_K =15, 1100°C≤ t_{3a} ≤ 1400°C, t_{5a} = 100°C, instalacja prosta).

- 2. Dla badanych układów elektrociepłowni oprócz podanych w 1 zależności wyznacza się również charakterystyki η_C , α^{-l} , $\Delta(\overline{m_pW_d}) = f(\beta_K)$ przy $t_{3a} = \text{const.}$ Ogólnie można stwierdzić, że wymienione wielkości dla elektrociepłowni z turbiną bez regeneracji przy tych samych stosunkach ciśnień wzrastają ze wzrostem temperatury t_{3a} . Wartość ich zależy jednocześnie od przyjętej temperatury, do jakiej schładzane są spaliny w kotle (t_{5a}). Wartość wskaźnika α^{-l} dla $\beta_K = 15$ i $t_{5a} = 100^{\circ}\text{C}$ leży, co wynika z rys. 4.4, w przedziałe $0,645 \le \alpha^{-1} \le 0,676$, z kolei jeżeli $80^{\circ}C \le t_{5a} \le 120^{\circ}C$, to wymieniony przedział rozszerza się do $0,61 \le \alpha^{-1} \le 0,69$ [27]. Dla $\beta_K = 30$ z rys. 4.4 odczytujemy $0,693 \le \alpha^{-1} \le 0,82$. Przebieg charakterystyk η_C , $\Delta(\overline{m_pW_d}) = f(\beta_K)$ jest bardziej korzystny (płaski) dla wyższych wartości t_{3a} . Zależność $\eta_C = f(\beta_K)$ jest malejąca ze wzrostem β_K . Wartości funkcji $\Delta(\overline{m_pW_d}) = f(\beta_K)$ zależy od przyjętej sprawności elektrowni granicznej (η_E), i tak dla $\eta_E = 0,52$ i $t_{3a} = 1300^{\circ}\text{C}$ w całym zakresie badanych β_K uzyskano $\Delta(\overline{m_pW_d}) > 0,15$. Określone wyżej funkcje mogą być uzupełnione o charakterystyki sprawności cząstkowych wytwarzania energii elektrycznej i ciepła grzejnego.
- Wymienione w 1 oraz 2 charakterystyki: α^{-l}, η_{EL}, η_{EC}, L_{eTG}, η_{elTG}= f(β_K) dla określonej wartości t_{3a} posiadają ekstrema (maksimum) w punkcie kolejno oznaczonym, β^{apt(α⁻¹)}_K β^{apt(η_{EL})}, β^{apt(η_{EC})}, β^{apt(μ_{eTG})}_K β^{apt(η_{eTG})} formuły określające te wielkości wyprowadzono w rozdziale 4.5. Wraz ze wzrostem temperatury t_{3a}, odchylenie o Δ β_K od jednej z wartości β^{apt(α⁻¹)}_K, β^{apt(η_{EL})}, β^{apt(η_{EL})}, β^{apt(η_{EL})}, β^{apt(η_{EC})}, β^{apt(η_{EC})}, β^{apt(η_{EC})}, β^{apt(η_{EC})}, β^{apt(η_{EC})}, β^{apt(η_{EC})}, β^{apt(η_{EG})} powoduje coraz mniejszą zmianę odpowiednio: a^{-l}, η_{EL}, η_{EC}, L_{eTG}, η_{elTG}.

Z rysunków 3.7 i 4.9 wynika, że pomiędzy wyznaczonymi optymalnymi stosunkami ciśnień dla układu elektrociepłowni z turbiną gazową i kotłem odzyskowym (wymiennikiem ciepła) zachodzą związki:

 $\beta^{opi(\eta_{EL})} < \beta^{opi(\Delta(\overline{m_pW_d}))} < \beta^{opi(\eta_{eTG})} < \beta^{opi(\alpha^{-1})}$

4. Efektywność ekonomiczna badanych układów uzależniona jest od:

- a) wyznaczonych parametrów termodynamicznych układu (np. η_{elTG} , α , η_C),
- b) stopnia wykorzystania układu, którego miernikiem jest czas pracy układu ze znamionowym obciążeniem elektrycznym (T_{el}) i cieplnym (T_c) ,
- c) ceny sprzedaży energii elektrycznej (C_{el}) i ciepła (C_c) oraz ceny zakupu paliwa gazowego,
- d) wskaźników ekonomicznych (głównie nakładów inwestycyjnych i stopy dyskonta oraz: P_d, A_m, F, K_o, K_r, n, b).

Przedstawione wyniki analiz i obliczeń pokazują, że elektrociepłownie z turbinami gazowymi osiągają korzystne wartości wielkości $\eta_{C, \alpha^{-1}}, \eta_{elTG}, \Delta(\overline{m_pW_d})$. Konkurencyjnie ekonomicznie stają się jednak dopiero przy stosunkowo wysokich cenach sprzedaży swoich produktów i przy wysokim stopniu wykorzystania układu. Poprawy sytuacji w tym zakresie należy poszukiwać głównie w wykorzystaniu lokalnych źródeł tańszego gazu, jak również w obniżeniu nakładów inwestycyjnych. Sytuacja może poprawić się także po wprowadzeniu odczuwalnych opłat ekologicznych za emisję CO₂ [106].

5. W pracy przedstawiono opracowaną przez autora metodologię i przykłady obliczenia dopuszczalnej ceny zakupu paliwa gazowego przez badane elektrociepłownie. Powyżej wyznaczonej ceny badany układ jest nieefektywny ekonomicznie (NPV<0). W opracowanej metodologii zaproponowano podział dopuszczalnej ceny paliwa na składniki związane z przychodami (ze sprzedaży energii elektrycznej i ciepła, jak i likwidacji elektrociepłowni) oraz z kosztami (inwestycyjnymi, pozapaliwowymi, podatku dochodowego i zmiany kapitału obrotowego). Umożliwia to określenie wpływu poszczególnych składników na wartość granicznej ceny paliwa.</p>

Opracowana metodologia pozwala wyznaczyć dopuszczalną cenę paliwa i jej składniki przy określonych wartościach C_{el} , C_c , T_c , T_{el} , J (które nazwano podstawowymi). W pracy przedstawiono algorytm wyznaczania ceny paliwa dla innych wartości wymienionych wielkości, wykorzystujący rezultaty uzyskane dla wartości podstawowych.

Szczegółowe obliczenia dopuszczalnej ceny paliwa wykonano dla prostej elektrociepłowni z turbiną gazową. Obliczenia prowadzono przy założeniu stałych i zmiennych przepływów gotówki w kolejnych latach eksploatacji. W pierwszym przypadku wykorzystano uśrednione zależności η^a_{effG} , K^a_N , J, $K_a = f(N^a_{effG})$ opracowane przez autora w [26,33]. W ten sposób możliwe było wyznaczenie dopuszczalnej ceny paliwa i jej składników jako funkcji mocy elektrycznej układu. Wyniki obliczeń przedstawione na rys.4.10 pozwalają wyznaczyć dopuszczalną cenę paliwa także dla innych wartości C_{el} , C_c , T_c , T_{el} , J niż przyjęto do obliczeń wykorzystując wspomniany wyżej algorytm Dla trzech elektrociepłowni o określonej mocy, elektrycznej i cieplnej (tablica 4.1), przy założeniu zmiennych przepływów gotówkowych w kolejnych latach eksploatacji wyznaczono (tablica 4.2) dopuszczalną cenę paliwa dla różnych wartości: C_{el} , C_c , T_c , T_{el} .

Wyznaczona w pracy dopuszczalna cena paliwa powinna być porównana z oferowanymi na rynku cenami paliwa gazowego Przedstawiona metodologia i algorytmy mogą posłużyć również do wyznaczania innych parametrów ekonomicznych (np. C_{el} , C_c , J, K_o) i eksploatacyjnych (np. T_c , T_{el}) przy których badane układy są efektywne ekonomicznie.

6. Podane w rozdziale 4.6 zależności pozwalają także badać koszt wytwarzania ciepła w analizowanych układach (zarówno bez, jak i z regeneracją) w funkcji stosunku ciśnień (β_K) i temperatury na wylocie z komory spalania (t_{3a}) . Wyznaczone zależności $k_{WC} = f(\beta_K)$ posiadają minimum, przy coraz większym stosunku ciśnień wraz ze wzrostem t_{3a} , przy czym wartość tego minimum obniża się ze wzrostem t_{3a} (w badanym zakresie t_{3a}).

porównana z
gia i algorytmy
ch (np. Cel, Cc,5.1. Układ z kotłem odzyskowym jednociśnieniowym5.1.1. Wprowadzenie
Elektrownie gazowo-parowe opalane gazem ziemnym należą obecnie do

JEDNO- I DWUCIŚNIENIOWYM

najintensywniej rozwijających się w świecie typów instalacji energetycznych. Efektywność pracy tych instalacji oceniana jest poprzez sprawność wytwarzania energii elektrycznej i cenę sprzedaży tej energii. Sprawność wytwarzania energii elektrycznej w układzie gazowo-parowym zależy od sprawności wytwarzania energii w poszczególnych częściach składowych układu: części gazowej i części parowej. W przedstawionym rozdziale główną uwagę skupiono na analizie części parowej układu gazowo-parowego z kotłem odzyskowym jednociśnieniowym, którego schemat przedstawiono na rys. 5.1, przebieg zmian temperatury czynników w kotle pokazano na rys. 5.2.

5. DOBÓR OPTYMALNYCH PARAMETRÓW W CZĘŚCI PAROWEJ

ELEKTROWNI GAZOWO-PAROWEJ Z KOTŁEM ODZYSKOWYM

Sprawność wytwarzania energii elektrycznej w elektrowni gazowo-parowej (bez dopalania) zdefiniowana jest zależnością:

$$\eta_{elg-p} = \frac{N_{el}}{(m_p W_d)} = \frac{N_{elTG} + N_{elTP}}{(m_p W_d)}$$
(5.1)

gdzie: N_{el} , N_{elTG} , N_{elTP} – moc elektryczna: elektrowni, instalacji turbiny gazowej i parowej.

Równanie (5.1) można doprowadzić do postaci:

$$\eta_{elg-p} = \eta_{elTG} + \eta_{elTP} (\eta_{OG} - \eta_{elTG})$$
(5.2)

W powyższym równaniu: η_{eITP} jest interpretowane jako sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu $\eta_{eITP} = \frac{N_{eITP}}{Q_{4a}}$, wyrażenie η_{OG} określimy jako efektywność otwartego układu gazowego [12] $\eta_{OG} = \frac{N_{eITG} + Q_{4a}}{(m_a W_d)}$ (Q_{4a} – strumień ciepła na

and being a property of the second second



Rys. 5.1. Elektrownia gazowo-parowa z kotłem jednoprężnym. TG, TP - turbina gazowa i parowa, SP - sprężarka powietrza, KS- komora spalania, G - generator

Fig. 5.1. Combined gas-and steam power station with a single-pressure boiler TG, TP - gas turbine and steam turbine, SP- air compressor, KS- combustion chamber, G - generator



Rys. 5.2. Przebieg zmian temperatur w kotle odzyskowym Fig. 5.2. Temperature changes in the waste-heat boiler wylocie z turbiny gazowej). Wprowadzając do (5.2) stosunek $\alpha_{max} = \frac{Q_{40}}{N_{eTG}}$ oraz

$$\eta_{iIP} = \frac{N_{iIP}}{Q}$$
, $\eta_{KO} = \frac{Q}{Q_{*a}}$ uzyskamy:

$$\eta_{elg-p} = \eta_{elTG} (1 + \alpha_{max} \eta_{iTP} \eta_{KO} \eta_{mTP} \eta_g)$$
(5.3)

gdzie: η_{iTP} , η_{KO} – sprawność termiczna obiegu parowego i kotła odzyskowego, η_{mTP} – sprawność mechaniczna turbiny parowej, η_g – sprawność generatora, Q – strumień ciepła użytecznego przekazanego w kotle, N_{iTP} – moc wewnętrzna turbiny parowej.

Ogólnie rzecz biorąc, układy parowy i gazowy, wchodzące w skład układu kombinowanego, nie są autonomiczne. Jeżeli jednak założyć, że dokonano doboru turbiny gazowej wraz z parametrami termodynamicznymi określającymi jej warunki pracy, to zagadnienie optymalizacji sprawności układu gazowo-parowego sprowadza się do optymalizacji sprawności części parowej układu:

$$\eta_{elTP} = \eta_{iTP} \eta_{KO} \eta_{mTP} \eta_g = \max$$
(5.4)

Poniżej przedstawiono dwie opracowane metodologie doboru optymalnych parametrów do części parowej układu gazowo-parowego. Dobrane parametry zapewniają osiągnięcie maksymalnej sprawności wytwarzania energii elektrycznej przez część parową układu.

5.1.2. I metodologia badań

Obliczenia dla jednej wartości stosunku ciśnień (β_K) w sprężarce powietrza instalacji turbiny gazowej realizowane są w następującej kolejności. W pierwszym rzędzie prowadzone są obliczenia dla części gazowej obiegu tak, jak to przedstawiono w rozdziale 3. Dotyczą one: sprężarki powietrza, komory spalania, turbiny gazowej. Obliczenia te prowadzone są dla jednostki strumienia masy spalanego gazu w komorze spalania i wykonywane są dla zadanej temperatury spalin na włocie do turbiny gazowej t_{3a} . Zakłada się, że dla części gazowej znane są:

- sprawności wewnętrzne i mechaniczne maszyn oraz sprawność generatora i komory spalania,
- parametry paliwa, powietrza i odniesienia,
- straty ciśnienia w poszczególnych węzłach instalacji jak i straty nieszczelności i chłodzenia.

- 103 -

W konsekwencji przeprowadzonych obliczeń wyznaczone są parametry termodynamiczne w poszczególnych punktach części gazowej obiegu, w tym również temperatura na wylocie z turbiny gazowej (t_{4a}) , jak również:

- stosunek strumieni doprowadzonych do komory spalania: powietrza do gazu (m_{ag}),
- sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części gazowej układu (η_{elTG}),
- stosunek strumienia ciepła na wylocie z turbiny gazowej do mocy elektrycznej turbiny gazowej (a_{max}).

W dalszej kolejności rozwiązywana jest cześć parowa układu, którą stanowi kocioł odzyskowy z turbiną parową i odgazowywacz. Obliczenia prowadzone są dla wybranej wartości ciśnienia pary świeżej (p_{3s}) .

W prowadzonych obliczeniach w części parowej przyjmuje się [24, 63]:

- a) stałą różnicę temperatur Δt pomiędzy spalinami dolatującymi do kotła t_{4a} i parą świeżą, przy czym temperatura tej pary może przyjmować wartości od temperatury nasycenia w walczaku do temperatury granicznej t_{3sgr} podyktowanej wymaganiami konstrukcyjnymi,
- b) temperaturę wody na dolocie do walczaka równą temperaturze nasycenia t_n dla p_{3s} pomniejszoną o stałą wielkość Δt_{ap} ,
- c) graniczną temperaturę spalin t_{Sagr} (dla której może wystąpić korozja niskotemperaturowa), przy czym temperatura wylotową spalin z kotła t_{Sa} musi być nie mniejsza od wartości t_{Sagr} , tj. $t_{Sa} \ge t_{Sagr}$,
- d) graniczny stopień suchości pary X_{4sgr} (wynikający z możliwości erozji układu łopatkowego), przy czym stopień suchości pary na wylocie z turbiny X_{4s} musi być większy lub równy od wartości X_{4sgr}, tj. X_{4s} ≥ X_{4sgr}.

Ponadto w prowadzonych obliczeniach zakłada się:

- 1) stałe ciśnienie pary w kondensatorze (p_{4s}) i odgazowywaczu (p_{8s}) ,
- 2) stałą temperaturę wody zasilającej (twz).

Podstawowe w tej metodologii założenie minimalnej różnicy temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami a wodą $\Delta t_{pp} = const$ pozwala wyznaczyć, przy wykorzystaniu bilansu energii przegrzewacza wraz z parowaczem, stosunek strumienia pary (wytworzonej w walczaku i doprowadzonej do turbiny) do strumienia gazu doprowadzonego do komory spalania [63]:

$$S = \frac{\eta_w (1 + m_{a_R})}{h_{3s} - h_{31s}} [(C_p)_{4a} (T_{4a} - T_o) - (C_p)_{ppa} (T_n + \Delta t_{pp} - T_o)]$$
(5.5)

gdzie: h_{3s} – entalpia pary na wlocie do turbiny (stosownie do oznaczeń z rys. 5.1), $h_{3,ls}$ – entalpia wody na wylocie z podgrzewacza, η_w – sprawność wymiany ciepła w kotle odzyskowym, T_n – temperatura nasycenia dla ciśnienia p_{3s} , $(C_p)_{4a}$, $(C_p)_{ppa}$ – pojemność ciepłna spalin na wylocie z turbiny gazowej i dla temperatury $T_n + \Delta t_{pp}$.

Wartość S zapewniającą maksymalną moc (sprawność) możemy znaleźć z warunku

$$\frac{\partial N_{eTP}^{I}}{\partial p_{3s}} = 0 \quad [24]:$$

$$S_{opt} = \frac{(D_1 + D_2)(C_p)_{ppa}(1 + m_{ag})\eta_w}{(1 - D_1 + D_2)\frac{\partial h_{3s}}{\partial p_{3s}} + (D_1 + D_2)\frac{\partial h_{3.1s}}{\partial p_{3s}} - D\frac{\partial h_{8s}}{\partial p_{3s}} - (1 - D_3)\frac{\partial h_{4s}}{\partial p_{3s}}}$$
(5.6)

gdzie: $D = \frac{(h_{wz} - h_{6s})(h_{4s} - h_{6s})}{(h_{8s} - h_{6s})^2}, D_1 = \frac{h_{3s} - h_{4s}}{h_{3s} - h_{3.1s}}, D_2 = \frac{(h_{wx} - h_{6s})(h_{8s} - h_{4s})}{(h_{8s} - h_{6s})(h_{3s} - h_{3.1s})}, D_3 = \frac{h_{wz} - h_{6s}}{h_{8s} - h_{6s}}$

Dla układu bez podgrzewu wody zasilającej $D=D_2=D_3=0$

Korzystanie z równania (5.6) może być uciążliwe ze względu na konieczność dokładnego określenia wielu pochodnych cząstkowych [80].

Określenie optymalnego ciśnienia pary świeżej wygodnie jest prowadzić poprzez poszukiwanie maksymalnej wartości η_{eITP} w zadanym przedziale ciśnienia $p^o{}_{3s} \leq p_{3s} \leq p^k{}_{3s}$. Sprawność termiczną obiegu parowego oraz sprawność kotła odzyskowego dla każdej wartości p_{3s} wyznacza się z zależności [63]:

$$\eta_{,TP} = \left[\frac{(h_{3s} - h_{4s})}{(h_{3s} - h_{1s})} - \left(\frac{h_{\omega x} - h_{6s}}{h_{8s} - h_{6s}} \right) \frac{(h_{8s} - h_{4s})}{(h_{3s} - h_{1s})} \right]$$
(5.7)

$$\eta_{KO} = \frac{\eta_w (h_{3s} - h_{1s})}{(h_{3s} - h_{3.1s})} \left[1 - \frac{(C_p)_{ppa} (T_n + \Delta t_{pp} - T_a)}{(C_p)_{4a} (T_{4a} - T_a)} \right]$$
(5.8)

gdzie: h_{3s} , h_{4s} , h_{8s} – entalpia pary: na włocie i wylocie z turbiny oraz zasilającej odgazowywacz, h_{6s} , h_{1s} – entalpia kondensatu i wody zasilającej (rys. 5.1).

W ten sposób wyznaczone mogą zostać charakterystyki η_{iTP} , η_{KO} , $\eta_{eITP} = f(t_{3s}, p_{3s})$. Dla każdego ciśnienia pary p_{3s} z linii ekspansji turbiny parowej wyznaczany jest stopień suchości pary na wylocie z turbiny X_{4s} oraz określana jest z bilansu energii kotła odzyskowego (lub podgrzewacza wody) temperatura spalin opuszczających kocioł t_{5a} . Wartość maksymalna η_{eITP} wyznaczana jest z uwzględnieniem warunków $X_{4s} \ge X_{4sgr}$ i $t_{5a} \ge t_{5agr}$.

- 107 -

- 106 -

5.1.3. Analiza rozwiązań i wyników I metodologii badań [63]

Obliczenia przeprowadzono przyjmując dane dotyczące instalacji turbiny gazowej jak w rozdziale 3 i 4. Dla instalacji parowej przyjęto: $t_{3sgr} = 540^{\circ}$ C; $t_{5agr} = 80^{\circ}$ C; $X_{4sgr} = 0,89$; $p_{4s} = 0,005$ MPa; $p_{8s} = 0,14$ MPa; $t_{wz} = 60^{\circ}$ C; $\Delta t = 28$ K; $\Delta t_{pp} = 7$ K; $\Delta t_{ap} = 6$ K, $\eta_w = 0,99$.

Ponadto w obliczeniach zmieniono:

- 1) stosunek ciśnień w sprężarce powietrza w zakresie $6 \le \beta_K \le 30$, z krokiem równym 0,25,
- 2) ciśnienie pary wysokoprężnej w zakresie 2 MPa $\leq p_{3s} \leq 11$ MPa, z krokiem $\Delta p_{3s} = 0,02$ MPa,
- 3) temperaturę spalin na dolocie do turbiny gazowej w zakresie 1000°C $\leq t_{3a} \leq 1400$ °C, podstawowe obliczenia wykonano dla $t_{3a}=1200$ °C.

Należy zwrócić uwagę, że wyrażenia na sprawność termiczną obiegu, jak i sprawność kotła odzyskowego nie zależą od temperatury spalin na wlocie do turbiny gazowej (t_{3a}) . W pierwszym przypadku wynika to wprost z zapisu równania (5.7), w drugim w zależności (5.8) stosunek $(C_p)_{ppa}$ do $(C_p)_{4a}$ praktycznie nie zależy od t_{3a} . W ten sposób równania (5.7) oraz (5.8) pozwalają na parametryczne badanie zależności sprawności: termicznej obiegu parowego, kotła odzyskowego oraz η_{elTP} dla przyjętej temperatury na wlocie do części parowej układu (t_{4a}) , a tym samym dla określonej temperatury pary świeżej doprowadzanej do turbiny t_{3s} $(t_{3s}=t_{4a} - \Delta t, t_{3s} \leq t_{3sgr})$. Rezultaty obliczeń przedstawione na rysunkach 5.4 do 5.9 dla określonych t_{4a} praktycznie obowiązują również dla szerokiego zakresu zmian temperatury t_{3a} $(1000^{\circ}C \leq t_{3a} \leq 1400^{\circ}C$, nie tylko dla prezentowanych w pracy – tj. $t_{3a}=1200^{\circ}C$).

Dla wybranej temperatury na wlocie do części parowej układu gazowo-parowego (t_{4a}) warunek wzrostu sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej określa w tym przypadku równanie:

$$\frac{d\eta_{eITP}}{dp_{3s}} = \frac{\partial\eta_{eITP}}{\partial\eta_{iTP}} \frac{d\eta_{iTP}}{dp_{3s}} + \frac{\partial\eta_{eITP}}{\partial\eta_{KO}} \frac{d\eta_{KO}}{dp_{3s}} > 0$$
(5.9)

łatwo przekształcone do postaci:

$$\frac{d\eta_{elTP}}{dp_{j_s}} = \eta_{KO}\eta_{mTP}\eta_g \frac{d\eta_{TP}}{dp_{j_s}} + \eta_{iTP}\eta_{mTP}\eta_g \frac{d\eta_{KO}}{dp_{j_s}} > 0$$
(5.10)

Powyższy warunek możemy sprowadzić do formuły:

 $-\frac{\Delta \eta_{iTP}(p_{3s})}{\Delta \eta_{KO}(p_{3s})} < \frac{\eta_{iTP}}{\eta_{KO}}$

(5.11)

gdzie: $\Delta \eta_{iTP}(p_{3s})$, $\Delta \eta_{KO}(p_{3s})$ –zmiana sprawności termicznej obiegu parowego i kotła odzyskowego spowodowana zmianą ciśnienia pary p_{3s} dla określonej t_{4a} .

Z (5.11) wynika, że wzrost sprawności termicznej obiegu parowego powoduje wzrost sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu gazowo-parowego tylko wtedy, gdy nie jest związany ze zbyt dużym spadkiem sprawności kotła odzyskowego. Zależność (5.11) zilustrowano na rysunku 5.3. Zakreskowana płaszczyzna określa warunki ekstremum funkcji η_{elTP} =f (p_{3s}), dla punktów położonych poniżej funkcja ta jest rosnąca. Rezultaty obliczeń sprawności termicznej obiegu parowego dla wybranych temperatur pary t_{3s} (474,5°C $\leq t_{3s} \leq 540$ °C) dla ciśnienia p_{3s} zmieniającego się w zakresie 2 MPa $\leq p_{3s} \leq 11$ MPa zestawiono na rysunku 5.4. Zwraca uwagę fakt, że przedstawione tam krzywe przesunięte są względem siebie prawie równolegle w stosunku do osi pionowej i z dobrą korelacją ($R^2 \geq 0.99$) można je aproksymować równaniem $\eta_{iTP} = 0,0326 \cdot ln p_{3s} + b$ (gdzie p_{3s} jest bezwymiarowym ciśnieniem równym liczbowo p_{3s} wyrażonej w MPa, b- jest funkcją t_{3s}). Przebieg zależności η_{iTP} nie zależy od temperatury t_{4a} , dla $t_{4a} \geq t_{3sgr} + \Delta t$, gdyż wówczas temperatura pary przyjmuje wartość graniczną.





- 108 -



Rys. 5.4. Sprawność termiczna obiegu parowego dla wybranych temperatur na dolocie do kotła t_{4a} w funkcji ciśnienia pary (p_{3s})

Fig. 5.4. Thermal efficiency of the steam cycle at selected temperatures at the inlet to the boiler t_{4a} as function of steam pressure (p_{3s})

Z analizy równania (5.8) na sprawność kotła odzyskowego wnosimy, że pierwszy człon przed nawiasem kwadratowym jest zawsze większy od jedności, człon drugi (w nawiasie kwadratowym) jest z kolei zawsze mniejszy od jedności, przy czym rośnie ze wzrostem t_{4a} , a maleje ze wzrostem ciśnienia p_{3s} .

Jeżeli parametry czynnika obiegowego w kotle są takie same, a temperatury na wlocie do kotła t_{4a} rożne (oznaczmy je przez t_{4a1} , t_{4a2}), to wykorzystując 5.8 uzyskamy:

$$\frac{\eta_{KO}(t_{4a_2})}{\eta_{KO}(t_{4a_1})} = \frac{1 - \frac{(C_p)_{ppa}(T_n + \Delta t_{pp} - T_o)}{(C_p)_{4a_2}(T_{4a_2} - T_o)}}{1 - \frac{(C_p)_{ppa}(T_n + \Delta t_{pp} - T_o)}{(C_p)_{4a_1}(T_{4a_1} - T_o)}}$$
(5.12)

Z (5.12) wnioskujemy, że jeżeli $t_{4a2} > t_{4a1}$, to $\eta_{KO}(t_{4a2}) / \eta_{KO}(t_{4a1}) > 1$ i rośnie ze wzrostem p_{3s} .

Zależności $\eta_{KO}=f(p_{3s})$ dla $t_{4a}=$ const. i $t_{4a}\leq 627,4^{\circ}$ C zilustrowane na rysunku 5.5 są monotonicznie malejące wraz ze wzrostem ciśnienia p_{3s} . Sprawność kotła jest tym mniejsza, im niższa jest temperatura spalin na wlocie do niego.



Integralną częścią obliczeń kotła jest sprawdzenie warunku $t_{5a} \ge t_{5agr}$. Rezultaty obliczeń temperatury wylotowej z kotła t_{5a} w funkcji ciśnienia pary przedstawia dla t_{4a} =const. i $t_{4a} \le 627,4^{\circ}$ C rysunek 5.6. Wynika z niego, że temperatura t_{5a} rośnie wraz ze wzrostem ciśnienia p_{3s} , a małeje ze wzrostem temperatury spalin na wlocie do kotła t_{4a} . Temperaturę spalin na wylocie z kotła wiąże ze sprawnością kotła zależność wyznaczona z definicji sprawności kotła i jego bilansu energii:

$$T_{5\sigma} - T_{\sigma} = \frac{(C_{\rho})_{4\sigma}}{(C_{\rho})_{5\sigma}} \left(T_{4\sigma} - T_{\sigma} \right) \left(1 - \frac{\eta_{KO}}{\eta_{w}} \right)$$
(5.13)

Dla temperatur $t_{4a} \ge 627,4^{\circ}$ C wyznaczane zależności $\eta_{KO}=f(p_{3s})$ i $t_{5a}=f(p_{3s})$ posiadają ekstrema w zakresie badanych ciśnień 2 MPa $\le p_{3s} \le 11$ MPa, przesuwające się wraz ze wzrostem temperatury t_{4a} w kierunku mniejszych wartości p_{3s} , stosowny przykład pokazano na rysunku 5.7. Dla pierwszej wymienionej zależności jest to minimum, dla drugiej maksimum, obydwa osiągane dla tej samej wartości p_{3s} . Wraz ze wzrostem temperatury t_{4a} wielkość minimum η_{KO} rośnie, a maleje wartość maksimum t_{5a} , w konsekwencji dochodzi do $t_{5a} \le t_{5agr}$.

- 109 -

- 110 -



Rys. 5.6. Temperatura spalin na wylocie z kotła i stopień suchości pary na wylocie z turbiny dla wybranych t_{4a} w funkcji p_{3a}

Fig. 5.6. Temperature of the combustion gases at the outlet of the boiler and the degree of dryness of the steam at the outlet from the turbine for selected t_{4a} as function of p_{3a} .





Obliczone zależności $\eta_{elTP} = f(t_{3s})$ pokazane na rys 5.8 przy parametrycznie ustalonej temperaturze gazów włotowych do kotła t_{4a} są funkcjami monotonicznie rosnącymi w zakresie badanych ciśnień dla dużych wartości t_{4a} (dla $t_{4a} = 548,6^{\circ}$ C funkcja osiąga maksimum przy $p_{3s} = 11$ MPa). Dla wartości mniejszych krzywe te posiadają maksimum osiągane przy coraz mniejszych ciśnieniach p_{3s} wraz ze spadkiem temperatury spalin dolatujących do kotła (a tym samym z obniżeniem temperatury pary).

Wartości maksymalne η_{elTP} uwzględniają wprowadzone warunki: $X_{4s} \ge X_{4sgr}$, $t_{5a} \ge t_{5agr}$. Rezultaty obliczeń maksymalnej sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej pokazano w postaci zależności $\eta_{elTP}=f(t_{4a})$ na rys. 5.9. Odpowiadające tej sprawności: optymalne parametry pary świeżej p_{3s} , t_{3s} oraz stosunek strumieni pary i paliwa S, temperaturę spalin wylotowych t_{5a} jak i stopień suchości pary na wylocie z turbiny X_{4s} zilustrowano na rys. 5.10 i rys. 5.11. Przebieg pokazanych tam zależności należy analizować w kilku przedziałach stosunków ciśnień w sprężarce lub odpowiadających im temperatur na włocie do kotła odzyskowego:

1) $6 \le \beta_K < 6,8$ (763,8°C $\ge t_{4a} > 737,2°$ C). Temperatura pary jest równa przyjętej granicznej wartości (540°C), dlatego sprawność termiczną obiegu parowego i stopień suchości pary na wylocie z turbiny wyznaczają najwyżej położona krzywe na rysunkach 5.4 i 5.6. Przebieg sprawności kotła i temperatury t_{5a} dla takiego przypadku ilustruje rysunek 5.7, temperatura wylotowa spada poniżej wartości dopuszczalnej. Tak więc maksymalne sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej determinuje graniczna temperatura spalin ograniczająca wysokość ciśnienia p_{3s} (dla temperatury $t_{4a}=737,2°$ C przy ciśnieniu $p_{3s}=9$ MPa zachodzi jednocześnie $t_{5a}=t_{5agr}$ i $X_{4s}=X_{4sgr}$, dla temperatur $t_{4a} > 737,2°$ C zachodzi $t_{5a}=t_{5agr}$ dla ciśnień $p_{3s} < 9$ MPa aż do $t_{4a}=763,8°$ C, kiedy to $t_{5a}=t_{5agr}$ dla $p_{3s}=3,1$ MPa). Dalsze obniżenie stosunku ciśnień w sprężarce do $\beta_{\kappa} = 5,9$ powoduje, że w całym zakresie badanych ciśnień 2 MPa $\leq p_{3s} \leq 9$ MPa zachodzi $t_{5a} < t_{5agr}$, w ten sposób zakres badań jest od dołu ograniczony wartością $\beta_{\kappa} = 6$, co odpowiada ograniczeniu od góry temperaturą $t_{4a} = 764°$ C. (Zwraca uwagę fakt, że np. dla temperatury na dolocie do turbiny gazowej $t_{3a} = 1400°$ C temperatura na dolocie do kotła $t_{4a} = 764°$ C osiągana jest dla stosunku ciśnień w sprężarce $\beta_{\kappa} = 11,9$).

2) $6.8 \le \beta_K \le 16.34$ (737,2°C $\ge t_{4a} \ge 568$ °C). Temperatura pary jest równa przyjętej granicznej wartości (540°C), dlatego sprawność termiczną obiegu parowego i stopień suchości pary na wylocie z turbiny wyznaczają jak w punkcie l najwyżej położone

- 111 -







Rys. 5.9. Maksymalne wartości sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu jako funkcje t_{4a} (lub β_k) dla dwóch różnych Δt_{pp}

Fig. 5.9. Maximum values of the efficiency of producing electric energy in the steam part of the system as functions of t_{ta} (or β_k) at different Δt_{pp}







Fig. 5.11. Relation X_{is} , $t_{5a} = f(\beta_K)$ at maximum values of η_{eITP}

- 113 -

- 114 -

krzywe na rysunkach 5.4 i 5.6, sprawność kotła określa obszar położony nad krzywą wyznaczoną dla t_{4a} =568°C z rysunku 5.5, przy czym w całym tym obszarze $t_{5a}>t_{5agr}$. Sprawność wytwarzania energii elektrycznej dla t_{4a} =568°C jest w całym przedziale badanych ciśnień p_{3s} krzywą rosnącą pokazaną na rysunku 5.8, taka sama więc tendencja obowiązuje dla większych wartości t_{4a} .Ograniczenie wartości η_{elTP} występuje ze względu na dopuszczalny stopień suchości pary opuszczającej turbinę, w tym wypadku przyjmując X_{4sgr} =0,89 uzyskujemy η_{elTP} dla p_{3s} =9 MPa. Obniżenie X_{4sgr} spowoduje w tym przedziale zwiększenie maksymalnych wartości η_{elTP} .

- 3) 16,34 < $\beta_{K} \le 18,6$ (568°C > $t_{4a} \ge 545,3$ °C). Temperatura pary w tym przedziale obniża się zgodnie z formułą $t_{3s} = t_{4a} \Delta t$ i przyjmuje wartości 517,3°C $\le t_{3s} < 540$ °C. Sprawność termiczna obiegu parowego (rysunek 5.4), sprawność kotła odzyskowego (rysunek 5.5) i sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu (rysunek 5.8) leżą w obszarze ograniczonym krzywymi dla t_{4a} =568°C i t_{4a} =545,3°C, w którym spełniony jest warunek $t_{5a} > t_{5agr}$ (rysunek 5.6). W obszarze tym funkcje η_{eITP} =f(p_{3s}) dla t_{4a} =const. są rosnące jeżeli, t_{4a} >548,6°C w badanym przedziałe ciśnień p_{3s} (w rzeczywistości posiadają maksima dla $p_{3s} > 11$ MPa). Jeżeli 548,6°C $\le t_{4a} < 545,3$ °C, to wspomniane funkcje osiągają ekstremum (maksimum) przy coraz mniejszym ciśnieniu p_{3s} wraz z obniżeniem t_{4a} , przy czym znamienne jest to, że wielkość tego ciśnienia jest większa od wielkości wynikającej ze spełnienia warunku $X_{4s} = X_{4sgr}$. Należy zwrócić uwagę, że na brzegu przedziału (t_{4a} =545,3°C) ekstremum η_{eITP} =f(p_{3s}) osiagnięte jest dla ciśnienia wynikającego z warunku $X_{4s} = X_{4sgr}$. Tak więc w analizowanym przedziałe, podobnie jak w poprzednim, maksymalne wartości η_{eITP} ogranicza przyjęty dopuszczalny stopień suchości pary X_{4sgr} .
- 4) 18,6 < $\beta_K \le 30$ (545,3°C > $t_{4a} \ge 466,8$ °C). Ograniczenie tego przedziału wartością $\beta_K=30$ jest w istocie arbitralne. Temperatura pary w analizowanym przedziale obniża się zgodnie z formułą $t_{3s} = t_{4a} - \Delta t$ i przyjmuje wartości 438,8°C $\le t_{3s} < 517,3$ °C. Sprawność termiczna obiegu parowego (rysunek 5.4), sprawność kotła odzyskowego (rysunek 5.5) i sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu (rysunek 5.8) leżą poniżej krzywej oznaczonej $t_{4a}=545,3$ °C. Temperatury na wylocie z kotła leżą ponad krzywą dla $t_{4a}=545,3$ °C z rysunku 5.6, spełniając warunek $t_{5a} > t_{5agr}$ i są relatywnie wysokie $t_{5a}>137,4$ °C. Krzywe $\eta_{elTP}=f(p_{3s})$ dla $t_{4a}=$ const. w analizowanym przedziale temperatury t_{4a} w zakresie badanych ciśnień posiadają ekstrema osiągane przy coraz niższym ciśnieniu p_{3s} wraz ze zmniejszającą się temperaturą t_{4a} . Charakterystyczne jest to, że ciśnienie p_{3s}

określające ekstremum funkcji $\eta_{elTP} = f(p_{3s})$ jest niższe niż to wynikające z warunku $X_{4s} = X_{4sgr}$. W tym wypadku maksymalne wartości funkcji $\eta_{elTP} = f(p_{3s})$ dla $t_{4a} = \text{const.}$ określają ich ekstrema, bowiem spełnione są w badanym przedziale ciśnień p_{3s} warunki: $X_{4s} \ge X_{4sgr}$ i $t_{5a} \ge t_{5agr}$.

Analiza wpływu minimalnej różnicy temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami i wodą (Δt_{pp}) na parametry optymalne części parowej układu gazowo-parowego

Zmiana wielkości Δt_{pp} nie wpływa na wyznaczony na podstawie równania (5.7) przebieg sprawności termicznej obiegu parowego $\eta_{iTP}=f(p_{3s})$ dla określonej temperatury pary, oddziałuje natomiast w sposób widoczny na sprawność termiczną kotła odzyskowego (zależność 5.8), a tym samym wpływa na sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu gazowo-parowego. Zmiana wielkości Δt_{pp} nie wpływa na przebieg linii $X_{4s}=(p_{3s})$ dla określonej temperatury pary, zmienia natomiast przebieg $t_{5a}=(p_{3s})$.

Jeżeli parametry czynnika obiegowego w kotle są takie same i założymy, że znana jest sprawność termiczna kotła dla Δt_{pp} oznaczona jako $\eta_{KO}(\Delta t_{pp})$, to sprawność kotła dla większej wartości minimalnej różnicy temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami a wodą (opisanej przez Δt_{ppl}) wyznaczymy wykorzystując (5.8) z równania:

$$\eta_{KO}(\Delta t_{pp1}) = \eta_{KO}(\Delta t_{pp}) \left[1 - \frac{\Delta(\Delta t_{pp}) \cdot D_2}{1 - D_1} \right]$$
(5.14)

gdzie:
$$\Delta(\Delta t_{pp}) = \Delta t_{pp1} - \Delta t_{pp}, D_1 = \frac{(C_p)_{pp}(T_n + \Delta t_{pp} - T_o)}{(C_p)(T_4 - T_o)}, D_2 = \frac{(C_p)_{pp}}{(C_p)_{4a}(T_{4a} - T_o)}$$

Z powyższego wnosimy uwzględniając $D_1 <1$ i $D_2>0$, że wzrost wartości minimalnej różnicy temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami a wodą zawsze powoduje zmniejszenie sprawności termicznej kotła i obniżenie sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu. Ponadto z analizy (5.14) wynika, że przy określonej temperaturze spalin na wlocie do kotła odzyskowego t_{4a} =const stosunek $\eta_{KO} (\Delta t_{pp}) / \eta_{KO} (\Delta t_{ppl}) >1$ i rośnie ze wzrostem ciśnienia pary p_{3s} (na wskutek wzrostu D_l), co także wynika z przeprowadzonych obliczeń zilustrowanych na rysunku 5.12. Na rysunku tym widoczne jest również potwierdzone wcześniej przez autora, jak i w innych źródłach [18, 20, 56], to, że zwiększenie wartości Δt_{pp} powoduje obniżenie ciśnienia pary p_{3s} zapewniającego osiągnięcie ekstremum przez sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu.





Taki sam wniosek wynika z analizy zależności (5.11): jeżeli istnieje ekstremum funkcji sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej przy założonej wartości Δt_{pp} w punkcie określonym przez ścieśnienie p_{3s} , to spełniony jest warunek:

$$-\frac{\Delta \eta_{iTP}}{\Delta \eta_{KO}} = \frac{\eta_{iTP}}{\eta_{KO}}$$
(5.15)

Przyjmując większą wartość minimalnej różnicy temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami a wodą (Δt_{pp1}), wobec niezmienności przebiegu sprawności termicznej obiegu parowego dla określonej temperatury t_{4a} (t_{3s}) i obniżenia sprawności termicznej kotła (zal.5.8), wartość określona przez prawą stronę równania 5.15 występuje teraz dla mniejszego niż uprzednio ciśnienia p_{3s} (jeżeli sprawność termiczna kotła maleje ze wzrostem ciśnienia p3s).

Liczbowy wpływ minimalnej różnicy temperatur w parowaczu pomiedzy spalinami a woda (Δt_{nn}) na ciśnienie p_{3x} zapewniające ekstremalna wartość sprawności wytwarzania energii elektrycznej w cześci parowej układu pokazuje dla dwóch różnych temperatur na włocie do kotła t_{40} = 502.5°C i t_{42} = 545.3°C rysunek 5.13. Maksymalna wartość sprawności wytwarzania energii elektrycznej w cześci parowej układu jest liniowa funkcja minimalnej różnicy temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami a wodą (Δt_{pp}) dla wszystkich badanych temperatur $t_{4\alpha}$, co zestawiono na rysunku 5.14. Przebieg sprawności wytwarzania energii elektrycznej części parowej układu dla zwiekszonej wartości minimalnej różnicy temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami a wodą do Δt_{apl} określimy z formuły:

$$\eta_{eITP}\left(\Delta t_{pp1}\right) = \eta_{iTP}\eta_{mTP}\eta_{g}\eta_{KO}\left(\Delta t_{p}\left[1 - \frac{\Delta\left(\Delta t_{pp}\right)D_{2}}{1 - D_{1}}\right]\right)$$
(5.16)

gdzie: $D_1, D_2, \Delta(\Delta t_{pp})$ - jak w równaniu (5.14)

Analize powyższego równania (lub obliczeń) należy prowadzić dla każdego z przedziałów wymienionych wyżej i tak np. dla przedziału drugiego dla określonej temperatury t_{da} wyznaczone ciśnienie pary (zdeterminowane warunkiem $X_{d} \ge X_{dspr}$) pozwala określić maksymalną wartość sprawności termicznej obiegu i wyznaczyć wielkość D₁, ponieważ D_2 jest również określone, stąd z (5.16) wynika liniowa zależność maksymalnej wartości sprawności wytwarzania energii elektrycznej w cześci parowej układu od minimalnej różnicy temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami a wodą (Δt_{np}).

Zależność maksymalnej sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu od temperatury spalin na wlocie do kotła t_{4a} dla Δt_{pp} =20 K pokazano na rysunku 5.9, w ten sposób umożliwiono porównanie tych samych funkcji dla dwóch różnych wartości Atpp.

Ze wzrostem wartości Atpp przesuwają się granice przedziałów wymienione wcześniej: pierwszego w zakres wyższych temperatur t4a, granica drugiego 568°C, pozostaje bez zmian ze względu na warunek $X_{4s} \ge X_{4sgr}$ i do niej zbliża się granica trzeciego (i tak np. dla $\Delta t_{pp} = 20$ K granice stosunku ciśnień w przedziale trzecim wynoszą: 16,35 $\leq \beta_{k} \leq 16,45$), tym samym rozszerza się przedział 4.



Rys. 5.13. Wpływ Δt_{pp} na wartość ciśnienia pary zapewniającego maksymalną wartość η_{elTP} Fig. 5.13. The influence of Δt_{pp} on the value of steam pressure warranting the maximum value of η_{elTP}



Rys. 5.14. Wpływ Δt_{pp} na maksymalną wartość η_{eTP} dla różnych wartości temperatury spalin na włocie kotła Fig. 5.14. The influence of Δt_{pp} on the maximum value of η_{eTP} concerning various values of the temperature of combustion gases at the inlet to the boiler

5.1.4. II metodologia badań

Podstawowe w tej metodologii to: założenie że minimalna różnica temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami a wodą jest większa lub równa od przyjętej wartości Δt_{pp} , co zapiszemy:

$$T_{ppa} - T_n \ge \Delta t_{pp} \tag{5.17}$$

gdzie: T_n – temperatura nasycenia dla p_{3s} , T_{ppa} – temperatura spalin w miejscu minimalnej różnicy temperatur pomiędzy czynnikami w parowaczu.

Pozostałe założenia od a +d oraz 1 i 2 wymienione w rozdziale 5.1.2 przy omawianiu I metodologii obliczeń są takie same. Założenia dotyczące obliczeń w części gazowej układu gazowo-parowego pozostają niezmienne w stosunku do przytoczonych w punkcie 5.1.2. Określenie ciśnienia p_{3s} oraz określenie stosunku strumieni masy pary i gazu (S) zapewniające spełnienie warunku η_{etTP} = max (lub N_{etTP} = max) prowadzimy łącznie w [11, 23, 41, 59]:

- 1) zadanym przedziale ciśnienia $p_{3s}^o \le p_{3s} \le p_{3s}^k$,
- zadanym przedziale stosunku strumienia masy pary do gazu Sⁿ ≤ S ≤ S^k (indeks o, k wartość początkowa i końcowa).

Sprawność termiczna obiegu parowego oraz sprawność termiczna kotła odzyskowego dla każdej pary (p_{3s} , S) wyznaczamy z zależności

$$\eta_{iT,*} = \left[\frac{(h_{3s} - h_{4s})}{(h_{3s} - h_{1s})} - \left(\frac{h_{wz} - h_{6s}}{h_{8s} - h_{6s}}\right) \frac{(h_{8s} - h_{4s})}{(h_{3s} - h_{1s})}\right]$$
(5.18)

$$\eta_{KO} = \frac{S(h_{3s} - h_{1s})}{(1 + m_{ag})(C_p)_{4a}(T_{4a} - T_o)}$$
(5.19)

W ten sposób dla znanej temperatury pary wytwarzanej w kotle $t_{3s} = t_{4a} - \Delta t$, $(t_{3s} \le t_{3sgr})$ wyznaczamy charakterystyki η_{KO} , $\eta_{clTP} = f(t_{3s}, p_{3s}, S)$ oraz $\eta_{iTP} = f(t_{3s}, p_{3s})$.

Wartość maksymalna η_{elTP} określona jest z uwzględnieniem, że:

1) wyznaczona z bilansu kotła odzyskowego:

$$(C_{PP})_{a}(T_{5a} - T_{a}) = (C_{P})_{4a}(T_{4a} - T_{a}) - \frac{S}{(1 + m_{ag})\eta_{*}}(h_{3s} - h_{1s})$$
(5.20)

temperatura spalin na wylocie spełnia warunek $T_{5a} \ge T_{5agr}$,

2) wyznaczona z bilansu przegrzewacza wraz z parowaczem:

$$(C_{PP})_{a}(T_{ppa} - T_{o}) = (C_{P})_{4a}(T_{4a} - T_{o}) - \frac{S}{(1 + m_{ag})\eta_{w}}(h_{3x} - h_{3.1x})$$
(5.21)

temperatura spalin w miejscu minimalnej różnicy temperatur pomiędzy czynnikami w parowaczu spełnia warunek $T_{ppa} - T_n \ge \Delta t_{pp}$,

 wyznaczony z linii ekspansji turbiny parowej stopień suchości pary na wylocie z turbiny X_{4s} spełnia warunek X_{4s} ≥ X_{4syr}.

Wyznaczenie kresu górnego S^k wygodnie jest prowadzić oddzielnie dla każdego ciśnienia p_{3s} z równania (5.20) podstawiając w nim za T_{5a} wartość T_{5agr} lub z równania (5.21) podstawiając za $T_{ppa} = T_n + \Delta t_{pp}$.

5.1.5. Analiza rozwiązań i wyników II metodologii badań

Rezultaty obliczeń analizowane będą w pierwszej kolejności dla dwóch stosunków ciśnień w sprężarce turbiny gazowej i odpowiadających im temperatur spalin na dolocie do kotła odzyskowego: ($\beta_{\kappa} = 6,2$, $t_{4a} = 756,8^{\circ}$ C) i ($\beta_{\kappa} = 11$, $t_{4a} = 640,8^{\circ}$ C). Obliczenia dla każdej wartości t_{4a} zilustrować można jako prowadzone na dwóch poziomach:

1. Dla wybranej wartości S z przedziału $S^o \leq S \leq S^k$ przy określonej temperaturze pary t_{3s} $(t_{3s}=t_{4a} - \Delta t, t_{3s} \leq t_{sgr})$ wyznaczane są charakterystyki $\eta_{iTP}; (\eta_{KO})_S; (\eta_{elTP})_S = f(p_{3s})$ dla $p_{3s}^o \leq p_{3s} \leq p_{3s}^k$. W dalszej kolejności określona jest wartość maksymalna wyznaczonej charakterystyki sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu $[\max(\eta_{elTP})_S]$ i odpowiadające jej: ciśnienie pary p_{3s} , a także temperatura spalin wylotowych z kotła t_{5a} , sprawność termiczna kotła, stopień suchości na wylocie z turbiny X_{4s} , najniższa różnica temperatur pomiędzy czynnikiem w parowaczu kotła $(T_{ppa} - T_n)$. Wartość maksymalna sprawności wyznaczona jest z zachowaniem wymienionych wcześniej trzech warunków tj.: $t_{5a} \geq t_{5agr}$, $X_{4s} \geq X_{4sgr}$, $T_{ppa} - T_n \geq \Delta t_{pp}$.

Rezultaty obliczeń dla tego poziomu pokazują rysunki 5.15 i 5.16 dla temperatury $t_{4a} = 756,8^{\circ}$ C oraz dla $t_{4a} = 640,8^{\circ}$ C rysunki 5.19 i 5.20. W obydwu przypadkach sprawność termiczną kotła oraz temperaturę spalin wylotowych z kotła z bardzo dobrą

korelacją $(R^2 \ge 0.9998)$ można opisać jako liniową zależność p_{3s} w zakresie $p_{3s}^o \le p_{3s} \le p_{3s}^k$.

Sprawność termiczną obiegu ilustruje krzywa z rysunku 5.4 dla $t_{3s} = t_{3sgr}$. Dla tych samych parametrów pary i dwóch różnych (S_1 , S_2) stosunków strumieni pary do strumienia paliwa doprowadzonego do komory spalania z analizy 5.19 i rys.5.4 wynika:

$$\frac{\eta_{KO}(S_1)}{\eta_{KO}(S_2)} = \frac{\eta_{eITP}(S_1)}{\eta_{eITP}(S_2)} = \frac{S_1}{S_2}$$
(5.22)

2. Na podstawie uzyskanych w poziomie 1 rezultatów obliczeń dla wszystkich wartości S zprzedziału $S'' \leq S \leq S^*$ tworzona jest z wartości maksymalnych sprawności $[\max(\eta_{elTP})_S]$ charakterystyka $\eta_{elTP} = f(S)$ oraz charakterystyki odpowiadających jej parametrów w części parowej układu. Wartość maksymalna utworzonej charakterystyki η_{elTP} określa maksymalną możliwą do osiągnięcia sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu gazowo-parowego dla założonego stosunku ciśnień sprężarki powietrza instalacji turbiny gazowej β_K (lub t_{4a}). W tym przypadku więc wartość maksymalną η_{elTP} determinuje zarówno ciśnienie pary, jak i stosunek strumienia pary do strumienia gazu doprowadzonego do komory spalania turbiny gazowej.

Rezultaty obliczeń dla drugiego poziomu przedstawiają dla temperatury spalin na wlocie do kotła $t_{4a} = 756,8^{\circ}$ C rysunki 5.17 i 5.18 oraz rysunki 5.21 i 5.22 dla $t_{4a} = 640,8^{\circ}$ C. Dla obydwu temperatur wyznaczone charakterystyki sprawności termicznej kotła oraz sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej są liniowo zależne od wartości S (o ile nie zmienia się wartość p_{3s}). Liniowy charakter mają wyznaczone na tym poziomie zależności $t_{5a} = f(S)$ oraz $(T_{ppa} - T_n) = f(S)$.

Z analizy obliczeń pokazanych na rysunku 5.17 i 5.18 wynika że dla stosunku ciśnień $\beta_{\kappa} = 6,2$ wartość maksymalna sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu jest równa 0,318 i osiągnięta jest przy ciśnieniu pary świeżej $p_{3s} = 9$ MPa oraz przy stosunku strumienia pary do strumienia paliwa S = 151,3 kg pary/kmol paliwa. Przy takich parametrach najmniejsza różnica temperatur pomiędzy czynnikami w parowaczu kotła ($T_{ppa}-T_n$) = 14,8 K i jest ponad dwukrotnie większa od przyjętej Δt_{pp} , temperatura spalin na wylocie z kotła i stopień suchości pary na wylocie z turbiny przyjmują wartości graniczne.



Rys. 5.15. Zależność η_{eITP} , $\eta_{KO}=f(p_{3s})$ dla $\beta_K = 6,2$ i S=151,3 kg pary/kmol paliwa Fig. 5.15. Dependence η_{eITP} , $\eta_{KO}=f(p_{3s})$ for $\beta_K = 6,2$ i S=151,3 kg steam/kmol fuel



Rys. 5.16. Zależność X_{4s} , t_{5a} , $(T_{ppa}-T_n)$, $\eta_{KO} = f(p_{3s})$ dla $\beta_K = 6,2$ i S = 151,3 kg pary/kmol paliwa Fig. 5.16. Relation X_{4s} , t_{5a} , $(T_{ppa}-T_n)$, $\eta_{KO} = f(p_{3s})$ for $\beta_K = 6,2$ i S = 151,3 kg steam/kmol fuel



Rys. 5.17. Maksymalne wartości η_{elTP} , $\eta_{KO} = f(S)$ i odpowiadające im ciśnienia p_{3s} dla $\beta_K = 6,2$ Fig. 5.17. Maximum values of η_{elTP} , $\eta_{KO} = f(S)$ and their corresponding pressures p_{3s} for $\beta_K = 6,2$



Rys. 5.18. Zależność X_{4s} , t_{5a} , $(T_{ppa}-T_n)$, $\eta_{KO} = f(S)$ dla maksymalnych wartości η_{eTP} z rysunku 5.17 Fig. 5.18. Relation X_{4s} , t_{5a} , $(T_{ppa}-T_n)$, $\eta_{KO} = f(S)$ for the maximum values of η_{eTP} in Fig. 5.17

- 123 -

Dla $\beta_{\kappa} = 11$ z rysunków 5.21 i 5.22 odczytujemy maksymalną wartość sprawności wytwarzania energii elektrycznej równą 0,283, która zdeterminowana jest ciśnieniem pary $p_{3s}=9$ MPa i stosunkiem ciśnienia pary do strumienia gazu S=122,8 kg pary/kmol paliwa. W tym wypadku wszystkie trzy wielkości tj.: najmniejsza różnica temperatur pomiędzy czynnikami w parowaczu kotła, stopień suchości pary na wylocie z turbiny oraz temperatura spalin opuszczających kocioł przyjmują wartości graniczne ($\Delta t_{pp}, X_{4sser}, t_{5ser}$).

Na rysunkach 5.21 i 5.22 zwraca uwagę fakt nieciągłości przedstawionych tam zależności. Do wyjaśnienia tego pomocny jest rysunek 5.20, na którym przedstawiono zależność $(T_{ppu} - T_n) = f(P_{3s})$ dla S = 122,8 kg pary/kmol paliwa. Wynika z niego, że $T_{ppu} - T_n \ge \Delta t_{pp}$ w przedziale ciśnień i dla 2 MPa $\le p_{3s} \le 4,3$ MPa, w których jednocześnie spełnione są warunki $X_{4s} \ge X_{4sgr}$ i $t_{5u} \ge t_{5agr}$. Tak więc w tym przypadku z rysunku 5.19 odczytujemy maksymalną wartość sprawności $[\max(\eta_{elTP})_S] = 0,283$ dla $p_{3s} = 9$ MPa. Zwiększenie wartości S=122,8 kg pary/kmol paliwa o pewien przyrost ($\Delta S > 0$, $\Delta S \approx 0$) spowoduje, zgodnie z równaniem (5.21), obniżenie przebiegu funkcji $(T_{ppu} - T_n) = f(p_{3s})$, w konsekwencji czego spełniony będzie warunek $T_{ppu} - T_n \ge \Delta t_{pp}$ wyłącznie w przedziale ciśnień 2 MPa $\le p_{3s} \le 4,3$ MPa. Dlatego więc maksymalna wartość sprawności wytwarzania energii elektrycznej jest niższa od odczytanej z rys. 5.19 dla $p_{3s} = 4,3$ MPa, tj. $\eta_{elTP} = 0,268$.

Postępując tak jak wyżej opisano, dla pozostałych wartości stosunków ciśnień z przedziału $\beta_{K}^{o} \leq \beta_{K} \leq \beta_{K}^{k}$ wyznaczamy charakterystykę wartości maksymalnych $\eta_{elTP} = f(t_{4a})$ lub $\eta_{elTP} = f(\beta_{K})$. Tę ostatnią pokazano na rysunku 5.23, z przedstawionej metodologii wynika, że przy jej wyznaczaniu spełnione są warunki: $(T_{ppo} - T_{n}) \geq \Delta t_{pp}$, $X_{4s} \geq X_{4rgr}$, $t_{5a} \geq t_{5agr}$. Rezultaty obliczeń najniższej różnicy temperatur pomiędzy czynnikami w parowaczu kotła $(T_{ppa} - T_{n})$, stopnia suchości pary opuszczającej turbiny (X_{4s}) , temperatury spalin na wylocie z kotła (t_{5a}) , - jako funkcję stosunku ciśnień sprężarki (β_{K}) zilustrowano na rysunku 5.25. Wyznaczona charakterystyka maksymalnych wartości sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu $\eta_{elTP} = f(\beta_{K})$ jest określona jednoznacznie przez: ciśnienie pary świeżej (p_{3s}) , temperaturę pary świeżej t_{3s} , stosunek strumienia pary do strumienia paliwa doprowadzonego do komory spalania S. Wymienione wielkości przedstawia rysunek 5.24.



Rys. 5.20. Zależność X_{4s} , t_{5a} , $(T_{ppa}-T_n)$, $\eta_{KO} = f(p_{3s})$ dla $\beta_K = 11$ i S = 122,8 kg pary/kmol paliwa Fig. 5.20. Relation X_{4s} , t_{5a} , $(T_{ppa}-T_n)$, $\eta_{KO} = f(p_{3s})$ for $\beta_K = 11$ i S = 122,8 kg steam/kmol fuel

- 126 -







Rys. 5.22. Zależność X_{ds} , t_{5a} , $(T_{ppa}-T_n)$, $\eta_{KO} = f(S)$ dla maksymalnych wartości $\eta_{e\Pi P}$ z rysunku 5.21 Fig. 5.22. Relation X_{ds} , t_{5a} , $(T_{ppa}-T_n)$, $\eta_{KO} = f(S)$ for maximum values of $\eta_{e\Pi P}$ in Fig. 5.21

Szczegółową analizę pokazanych na rysunkach 5.23 ÷ 5.25 zależności należy przeprowadzić w zakresie czterech przedziałów stosunków ciśnień w sprężarce lub odpowiadających im temperatur na wlocie do kotła odzyskowego. Zakres tych przedziałów jest taki sam, jak w przypadku metodologii przedstawionej w rozdziale 5.1.3:

- 6≤ β_k < 6,8. Dla tego przedziału parametry gwarantujące osiągnięcie maksymalnej sprawności w części parowej układu to: ciśnienie pary p_{3s} = 9 MPa, temperatura pary t_{3s} = t_{3ngr} = 540°C, stosunek strumienia pary do strumienia paliwa równy wartościom wyznaczonym z zależności (5.20) po wstawieniu tam T_{5a} = T_{5ugr}. Charakterystyczne w tym przedziałe jest to, że minimalna różnica pomiędzy czynnikami (spaliny -woda) w parowaczu kotła jest większa niż przyjęta wartość Δt_{pp}, tj. (T_{ppu} T_n)> Δt_{pp}. W całym przedziałe: stopień suchości pary na wylocie z turbiny i temperaturę spalin opuszczających kocioł są równe wielkościom granicznym, tj. X_{4x} = X_{4xgr}, t_{5a} = t_{5ogr}. Wynika stąd, że te wielkości ograniczają wartość maksymalnej sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu. Dolną granicę wartości przedziału temperaturowego t_{4a}), tak aby spełniony był warunek dotyczący mocy części gazowej układu N_{etru}> 0.
- 6,8 ≤ β_k ≤ 16,34. W tym obszarze maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu określają: ciśnienie pary świeżej p_{3s}=9 MPa, temperatura pary równa przyjętej granicznej wartości(t_{3,gr} = 540°C), stosunek strumienia pary do strumienia paliwa równy wartościom wyznaczonym z równania (5.21) po podstawieniu do niego T_{ppu} = T_n + Δt_{pp}. W całym przedziale wymienionego stosunku ciśnień temperatura spalin wylotowych z kotła spełnia warunek t_{3u} > t_{3ugr}. Wartość maksymalnej sprawności η_{elTP} ograniczona jest przez wielkości X_{4,sgr} i Δt_{pp}, w całym bowiem przedziale β_k: stopień suchości pary na wylocie z turbiny X_{4x} = X_{4,sgr} i minimalna różnica temperatur pomiędzy czynnikami w parowaczu kotła T_{ppu} T_n = Δt_{pp}.
 16,34 < β_k ≤ 18,6. Maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej w tym wypadku determinują parametry: temperatura pary t_{3x} = t_{4u} Δt (545,3°C ≤t_{4a} < 568°C), ciśnienie pary o wartościach 7,56 MPa <p>pas 4 MPa określonych warunkiem X_{4x} = X_{4xgr}, stosunek strumienia pary o strumienia paliwa równy

wartościom wyznaczonym z równania (5.21) po podstawieniu do niego $T_{ppa} = T_n + \Delta t_{pp}$. W analizowanym przedziale $t_{5a} > t_{5agr}$, a ograniczenie wartości maksymalnej sprawności η_{elTP} jest takie same jak w przedziale 2.

4. 18,6 < β_k ≤ 30. Dla tego przedziału maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej stanowi ekstremum funkcji η_{elTP} = f(t_{3s}, p_{3s}, S). Określają je parametry: temperatura pary t_{3s} = t_{4a} - Δt (466,8°C ≤t_{4a}< 545,3°C), stosunek strumienia pary do strumienia paliwa (oznaczony S) równy wartościom wyznaczonym z równania (5.21) po podstawieniu do niego T_{ppa} = T_n + Δt_{pp}, ciśnienie pary o wartościach określonych z

równania
$$\left(\frac{d\eta_{affr}}{dp_{3s}}\right)_{s} = 0$$
 (2 MPa $\leq p_{3s} \leq 7,56$ MPa). Dla tak wyznaczonych parametrów

uzyskujemy: temperaturę spalin na wylocie z kotła $t_{5u} > t_{5ugr}$, stopień suchości pary opuszczającej turbinę $X_{4s} > X_{4sgr}$, minimalną różnicę temperatur pomiędzy czynnikami w kotle równą wartości granicznej $(T_{ppu} - T_n) = \Delta t_{pp}$. Tak więc w tym przypadku wartość ekstremum wytwarzania sprawności energii elektrycznej ograniczona jest wyłącznie przez Δt_{pp} .



Rys. 5.23. Porównanie maksymalnej wartości sprawności wytwarzania energii elektrycznej części parowej dla dwóch t_{3a} według metodologii I i II

Fig. 5.23. Comparison of the maximum value of the efficiency of producing electric energy in the steam part concerning two t_{3a} in compliance with the methods I and II









5.1.6. Podsumowanie

W rozdziale 5.1 przedstawiono dwie metodologie doboru optymalnych parametrów w części parowej układu kombinowanego. Za parametry optymalne uważa się takie parametry, które zapewniają osiągnięcie przez sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu wartości maksymalnej. Przeprowadzone obliczenia prowadzą do wniosku, że rezultaty badań dla obydwu metodologii należy analizować w kilku przedziałach stosunków ciśnień w sprężarce lub odpowiadających im zakresach temperatur na wlocie do kotła odzyskowego.

Autor proponuje wyróżnić cztery charakterystyczne przedziały badań:

- pierwszy, w którym: 763,8°C ≥t_{4a}>737,2°C (co dla t_{3a} = 1200°C odpowiada 6≤β_K < 6,8) - cechujący się tym, że temperatura spalin na wylocie z kotła i temperatura pary świeżej jest równa wartości granicznej, t_{3s} = t_{3sgr} i t_{5a} = t_{5agr},
- drugi, w tym przypadku jest to: 737,2°C ≥ t_{4a}≥ 568°C (6,8 < β_K ≤ 16,34)
 charakteryzujący się tym, że temperatura pary świeżej i stopień suchości pary opuszczającej turbinę jest równy wartościom granicznym t_{3s} = t_{1ser}, X_{4s} = X_{4ser},
- trzeci, jest to przedział: 568°C > t_{4a} ≥ 545,3°C (16,34 < β_k ≤18,6)- znamienne dla niego jest, że temperatura pary świeżej t_{3s} < t_{3sgr}, a stopień suchości pary opuszczającej turbinę jest równy wartości granicznej X_{4s} = X_{4sgr},
- czwarty, dla którego: 545,3°C > t_{4a} ≥ 466,8°C (18,6 < β_K ≤ 30) cechujący się tym, że temperatura pary świeżej t_{3s} < t_{3sgr}, stopień suchości pary opuszczającej turbinę i temperatura spalin wylatujących z kotła są większe od wartości granicznych X_{4s} > X_{4sgr}, t_{5a} > t_{5agr}.

Podstawowym założeniem w przedstawionej w pracy I metodologii badań jest stała wartość minimalnej różnicy temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami a wodą $(T_{ppa} - T_n = \Delta t_{pp} = const)$. W tym przypadku bada się charakterystyki sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu (wykorzystując do tego charakterystyki sprawności termicznej: obiegu parowego i kotła) łącznie z badaniem warunków $X_{4x} \ge X_{4xr}$ i $t_{5a} \ge t_{5agr}$. Wyznacza się dla każdej wartości temperatury na włocie do kotła odzyskowego (lub odpowiadającego jej stosunku ciśnień w sprężarce β_K) parametry pary zapewniające osiągnięcie maksymalnej sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Analiza obliczeń w wymienionych wyżej przedziałach przy zastosowaniu I metodologii pozwala na stwierdzenia:

- W przedziałach 2, 3 i 4 wraz ze wzrostem stosunku ciśnień w sprężarce powietrza β_κ maleje maksymalna wartość sprawności wytwarzania energii elektrycznej, w przedziale 1 ze wzrostem β_κ funkcja ta jest rosnąca. W konsekwencji ekstremum osiągane jest dla β_κ = 6,8, (t_{4a}=737,2°C), tj. na granicy przedziału 1 i 2.
- Tylko dla niewysokich temperatur spalin na wlocie do kotła odzyskowego (t_{4a}<545,3°C) wyznaczone maksymalne wartości sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu stanowią rzeczywiste ekstremum tej funkcji (przedział 4).
- 3. Dla temperatur t_{4a}≥ 545,3°C zakres badań sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu ograniczają ciśnienia pary dla których spełnione są warunki: X_{4s}≥ X_{4sgr} i t_{5a} ≥ t_{5agr}. W tym zakresie badane funkcje sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej są monotonicznie rosnące, stąd jako wartość maksymalną przyjmuje się wartość funkcji na granicy zakresu badań. Granice zakresu badań, a tym samym maksymalną wartość sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu określa:
 - dopuszczalny stopień suchości pary na wylocie z turbiny parowej (przedział 3 i 2) dla wysokich temperatur spalin na włocie do kotła: $545,3^{\circ}C \le t_{4a} < 737,2^{\circ}C$,
 - graniczna dopuszczalna temperatura spalin na wylocie z kotła odzyskowego (przedział 1) dla bardzo wysokich temperatur na włocie do kotła: $t_{4a} \ge 737, 2^{\circ}$ C.

Wyznaczone w trakcie analizy części gazowej wielkości związane z nią oraz wyznaczone na podstawie przedstawionej metodologii parametry pary (określane jako optymalne dla danego β_K) determinują stosunek strumienia pary (wytworzonej w walczaku i doprowadzonej do turbiny) do strumienia gazu doprowadzonego do komory spalania (zal.5.5) - który wobec tego nie jest wielkością niezależną.

W praktycznych obliczeniach ważne znaczenie mają przedziały 2,3 i 4 (przedział pierwszy charakteryzuje się bardzo niskim stosunkiem ciśnień w sprężarce i związaną z tym bardzo wysoką temperaturą spalin na wylocie z turbiny gazowej). W tych przedziałach maksymalna wartość sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu jest funkcją rosnącą wraz ze wzrostem temperatury spalin na wlocie do kotła (t_{4a}) odzyskowego (rys. 5.9), w szczególności jest to zależność, którą z bardzo dobrą korelacją ($R^2 > 0,9999$) można aproksymować funkcją:

a) liniową dla przedziału 4 (np. $max(\eta_{elTP}) = 0,000479 t_{4a} - 0,02494$ dla $\Delta t_{pp} = 7$ K i $max(\eta_{eITP}) = 0,000466 \ t_{4a} - 0,02945$ dla $\Delta t_{pp} = 20$ K, (gdzie: t_{4a} jest bezwymiarową temperaturą równą liczbowo wartości t_{1a} wyrażonej w °C)

b) paraboliczną dla przedziału 2i 3 (np. $max(\eta_{errp}) = -7 \cdot 10^{-7} (t_{4g})^2 + 0.001258 t_{4g} - 0.25521$

dla $\Delta t_{pp} = 7 \text{ K}$ i $max(\eta_{elTP}) = -7 \cdot 10^{-7} \cdot (t_{4a})^2 + 0.001297 t_{4a} - 0.2840 \text{ dla } \Delta t_{pp} = 20 \text{ K}$).

Z przeprowadzonej analizy wpływu minimalnej różnicy temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami a wodą (Atpp) na sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu gazowo-parowego wynika głównie:

- · liniowy spadek maksymalnej sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu wraz ze wzrostem minimalnej różnicy temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami a wodą (Δt_{pp}) w szerokim zakresie temperatur na wlocie do kotła (przedział 2,3 i 4),
- obniżenie ciśnienia pary p_{3s} zapewniającego osiągniecie ekstremum przez sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu wraz ze zwiększeniem wartości Δt_{pp} (przedział 4).

Podstawowym założeniem przedstawionej w pracy II metodologii doboru optymalnych parametrów w części parowej układu gazowo-parowego jest, że minimalna różnica temperatur pomiędzy czynnikami w parowaczu jest większa od przyjętej wartości granicznej $\Delta t_{pp} \left(T_{ppu} - T_n \ge \Delta t_{pp}\right)$ lub jej równa. W tym wypadku poszukujemy maksymalnej wartości funkcji $\eta_{elTP}, N_{elTP} = f(t_{3s}, p_{3s}, S)$ łącznie ze spełnieniem warunków: $X_{4s} \ge X_{4sgr}, t_{5a} \ge t_{5agr}, t_{5agr}, t_{5a} \ge t_{5agr}, t_{5agr$ $T_{ppu} - T_n \ge \Delta t_{pp}$ - w zadanym przedziale ciśnienia p_{3s} i zadanym przedziale stosunku strumienia masy pary do masy gazu S i przy określonej temperaturze pary t_{3s} ($t_{3s} = t_{4a} - \Delta t$, $t_{3s} \leq t_{1sgr}$)

Analiza rezultatów obliczeń prowadzi dla II metodologii do następujących wniosków szczegółowych:

1. Tylko w przedziale 1 minimalna różnica temperatur pomiędzy czynnikami w parowaczu kotła jest większa od przyjętej wartości granicznej Δt_{nn} , w pozostałych przedziałach jest równa $(T_{ppa} - T_n = \Delta t_{pp}).$

- 2. W zakresie przedziałów 1, 2 i 3 zachodzi $X_{4s} = X_{4sgr}$, dla przedziału 1 $T_{5u} = T_{5gr}$.
- 3. W przedziale 1, 2 i 3 o maksymalnej wartości badanej funkcji $\eta_{elTP} = f(t_{3r}, p_{1r}, S)$ decydują wartości graniczne wymienione wyżej. W przedziałach tych zakres ciśnień p_{3s} oraz stosunków S, w jakich prowadzimy poszukiwania maksymalnej wartości η_{eTP} jest ograniczony warunkami $X_{4s} \ge X_{4sgr}$, $t_{5a} \ge t_{5agr}$, $T_{ppa} - T_n \ge \Delta t_{pp}$. W istocie w tych przypadkach wyznaczona jest maksymalna wartość funkcji, a nie jej ekstremum. To ostatnie obliczone jest w przedziale czwartym, a o jego wartości dla danej temperatury na wlocie do kotła odzyskowego t_{4a} decyduje wielkość Δt_{pp} .
- 4. W całym zakresie badanych stosunków ciśnienia w sprężarce powietrza β_{κ} (tj. we wszystkich przedziałach) zależność maksymalnej sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej jest funkcja malejącą wraz ze wzrostem wartości β_r , tym samym jest funkcja rosnącą wraz ze wzrostem temperatury t_{4a}

Na rysunku 5.23 zestawiono rezultaty obliczeń maksymalnej sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu według obydwu przedstawionych metodologii dla dwóch różnych temperatur spalin na włocie do turbiny gazowej ($t_{3g} = 1200^{\circ}$ C, $t_{3a} = 1400^{\circ}$ C) jako funkcję stosunku ciśnień sprężarki powietrza β_{κ} . Przedstawione tam obliczenia oraz wykonane analizy pozwalają sformułować następujące uwagi:

- 1. W zakresie przedziałów 2, 3 i 4 obydwie metodologie prowadzą do tych samych rezultatów obliczeń.
- 2. W zakresie przedziału 1 metodologia II prowadzi do wyższych wartości wyznaczonej sprawności niż metodologia pierwsza. Metodologia II umożliwia badanie charakterystyk maksymalnej sprawności w części parowej układu dla bardzo wysokich wartości temperatur na włocie do kotła $t_{4a} > 764^{\circ}C$ (tzn. $\beta_{\kappa} < 6$ dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C i $\beta_{\kappa} < 11,9$ dla $t_{4a} = 1400^{\circ}$ C). Jest to szczególnie istotne przy wysokich wartościach temperatur na włocie do turbiny gazowej (t_{1n}) .

- 135 -

5.2. Układ z kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym

5.2.1. Wprowadzenie

Aby zmniejszyć straty egzergii w części parowej układu gazowo-parowego, należy dążyć do zbliżenia przebiegu temperatury spalin i czynnika obiegowego w kotle. Uzyskuje się to przez zastosowanie dwóch lub trzech obiegów ciśnieniowych w kotle odzyskowym. W konsekwencji tego rośnie sprawność energetyczna obiegu parowego i jednocześnie zwiększa się powierzchnia wymiany ciepła w kotle.

Istnieje wiele możliwych struktur układów gazowo-parowych z kotłem dwuprężnym [58, 56,114]. Układy te ogólnie rzecz biorąc, różnią się między sobą:

- a) rodzajem kotła. Do układów kombinowanych są dostarczane zasadniczo dwa typy kotłów: poziome lub pionowe. Kotły poziome z naturalną cyrkulacją posiadają pionowe pęczki powierzchni ogrzewalnych i poziomy przepływ spalin. Kotły pionowe mają konstrukcję wieżową, pionowy przepływ spalin, a układ powierzchni ogrzewalnych poziomy. Aby zapewnić cyrkulację w parowaczu, kotły pionowe są z reguły wyposażone w pompy cyrkulacyjne. Przez wiele lat toczyła się dyskusja o wadach, zaletach i ograniczeniach każdego z rozwiązań oraz przeprowadzono liczne analizy dotyczące właściwości eksploatacyjnych kotłów poziomych i pionowych [94, 55]. Zalety kotłów poziomych w porównaniu z kotłami pionowymi to łatwy montaż i eksploatacja, duża pewność ruchowa, mniejsze zużycie mocy na potrzeby własne [77,98]. Jedynie ograniczona powierzchnia może przemawiać za zastosowaniem pionowej konstrukcji kotła,
- b) sposobem rozmieszczenia powierzchni ogrzewalnych w kotle (szeregowy, równoległy, mieszany),
- c) układem podgrzewu kondensatu i wody zasilającej (rozbudowanym w przypadku paliw zawierających siarkę).

W prowadzonych obliczeniach znaczenie ma przyjęcie zarówno rozmieszczenia powierzchni ogrzewalnych, jak i parametrów projektowych kotła takich, jak:

- minimalne spiętrzenie temperaturowe (przewężenie temperaturowe) pomiędzy czynnikami w parowaczu Δt^r_{pp} wysokiego (Y=h) i niskiego ciśnienia (Y=l),
- niedogrzanie wody na włocie do walczaka niskiego (Y=l) i wysokiego (Y=h) ciśnienia Δt^Y_{ap},
- 3) graniczna (dopuszczalna) temperatura spalin wylotowych z kotła tsagr,

 straty ciśnienia w kotle – ujmuje je wprowadzony w rozdziałe 3.4.1 współczynnik straty wylotowej ζ.

W doborze konkretnych wartości wymienionych wyżej wielkości wykorzystano dane zawarte w [86].

Z punktu widzenia termodynamicznego za kryterium doboru rozmieszczenia powierzchni ogrzewalnych w kotle odzyskowym należy wybrać minimalizacje strat strumienia egzergii przy nieodwracalnym przepływie ciepła pomiędzy spalinami a wodą i parą. Dobór rozmieszczenia powierzchni ogrzewalnych w kotle odzyskowym prowadzi się z wykorzystaniem metody pinch [107, 108]. O ostatecznym wyborze struktury całego układu zawsze decydują kryteria ekonomiczne. Opłacalność ekonomiczna procesów energetycznych jest przeważnie jednak wyższa ze wzrostem sprawności energetycznych [104].

W pracy do szczegółowych obliczeń, zgodnie z [58, 114], wybrano dwie struktury układu gazowo-parowego z kotłem dwuciśnieniowym. Pierwszą z nich pokazano na rysunku 5.26, przebieg zmian temperatur w kotle pokazano na rysunku 5.27. Na rysunku 5.26 zaznaczono linią przerywaną i kropkowaną dwie alternatywne możliwości rozmieszczenia powierzchni ogrzewalnych podgrzewacza(y) wody. W przypadku linii kropkowanej wysokoprężny podgrzewacz wody jest dwusekcyjny, jego pierwsza sekcja jest równoległa do podgrzewacza wody niskiego ciśnienia. Takie rozwiązanie jest charakterystyczne dla układów większej mocy [6]. Drugą alternatywę pierwszej struktury stanowi obieg zrealizowany z uwzględnieniem linii przerywanej (i odrzuceniem kropkowanej). Wszystkie powierzchnie ogrzewalne: przegrzewacza, parowacza i podgrzewacza rozmieszczone są szeregowo kolejno najpierw wysokiego i dalej niskiego ciśnienia. W tym wypadku cały strumień wody doprowadzonej do kotła podgrzewany jest najpierw w podgrzewaczu wody. Po podgrzaniu strumień jest rozdzielony na część nisko i wysokociśnieniową. Jeżeli pominie się wpływ pomp(y) zasilającej (ciśnienia) na entalpię wody oraz założy równość temperatur na wylocie z podgrzewacza niskoprężnego i pierwszej części podgrzewacza wysokoprężnego $(t_{3.1s}^{\prime} = t_{2s}^{h})$, to obydwie rozpatrywane alternatywy pierwszej struktury (rys.5.26) prowadzą do tych samych rezultatów termodynamicznych i tego samego rozkładu temperatur w kotle.

Drugą strukturę układu gazowo-parowego z kotłem odzyskowym dwuprężnym pokazano na rysunku 5.28 [44], odpowiadający jej przebieg zmian temperatur w kotle ilustruje rysunek 5.29. Rozkład powierzchni ogrzewanych w kotle jest szeregowo-równoległy.





Rys. 5.26. Elektrownia gazowo-parowa z kotłem dwuciśnieniowym Fig. 5.26. Gas-and-steam power station with double-pressure boiler



Rys. 5.27. Przebieg zmian temperatur w kotle dla układu z rys 5.26 Fig. 5.27. Temperature changes inside the boiler in the system shown in Fig. 5.26







Rys. 5.29. Przebieg zmian temperatur w kotle dla układu z rys 5.28 Fig. 5.29. Temperature changes inside the boiler in the system show in Fig. 5.28

- 137 -

Równolegle rozmieszczone są: niskociśnieniowy podgrzewacz wody i pierwsza część wysokociśnieniowego podgrzewacza wody oraz druga część wysokociśnieniowego podgrzewacza wody i przegrzewacz pary niskiego ciśnienia. Pokazany na rysunku 5.28 układ poprzez wprowadzenie przegrzewu międzystopniowego doprowadza się do kolejnej struktury, tj. układu gazowo-parowego dwuciśnieniowego z przegrzewem międzystopniowym. Miejsce wprowadzenia przegrzewacza zaznaczono linią kropkowaną na 'schemacie z rys.5.28, obliczenia takiego układu autor przedstawił w [60]. Jeszcze inną strukturę stanowić może elektrownia gazowo-parowa z trójciśnieniowym kotłem zarówno bez, jak i z przegrzewem międzystopniowym, analizę efektywności ostatniej autor przedstawił w [62] i rozdziale 6.

5.2.2. Metodologie badań

Poniżej przedstawione zostaną dwie metodologie określenia sprawności (η_{iTP} , η_{KO} , η_{eITP}) w części parowej układu gazowo-parowego z kotłem dwuprężnym, analogicznie do przedstawionych dla układu jednoprężnego.

Sposób obliczeń części gazowej jest taki sam dla obydwu metodologii jak w przypadku układu gazowo-parowego z kotłem jednociśnieniowym.

W prowadzonych obliczeniach według I metodologii w części parowej układu zakłada się:

a) stałą minimalną różnicę temperatur (Δt_{pp}^{Y}) w parowaczu pomiędzy spalinami (T_{ppa}^{Y}) a wodą (T_{n}^{Y}) . Dotyczy to zarówno parowacza wysokociśnieniowego (indeks – Y = h), jak i niskociśnieniowego (indeks – Y = l);

$$T_{ppa}^{\gamma} - T_n^{\gamma} = \Delta t_{pp}^{\gamma} \tag{5.23}$$

gdzie: T_{1}^{γ} - temperatura nasycenia dla ciśnienia p_{3s}^{γ} ,

b) stałą różnicę temperatur $\Delta t^{\gamma} (Y = h, l)$ pomiędzy spalinami wlatującymi do przegrzewacza a opuszczającą go parą. Przy czym temperatura produkowanej pary $(t_{3,s}^{\mu})$ lub $t_{3,3s}^{\mu}$) może przyjmować wartości od temperatury nasycenia w walczaku do temperatury granicznej $(t_{3,sgr})$ związanej z wymaganiami producentów turbiny parowej. W ten sposób temperatura pary wysokociśnieniowej i niskociśnieniowej jest równa:

$$T_{3s}^{h} = T_{4a} - \Delta t^{h} \tag{5.24}$$

(5.25)

gdzie: T_{4a} - temperatura na wlocie do kotła odzyskowego, T - temperatura spalin na wlocie do przegrzewacza niskiego ciśnienia (w przypadku układu przedstawionego na rys. 5.26 $T = T_{ba}^{h}$ dla układu z rys. 5.28 $T = T_{ppa}^{h}$),

 $T_{1,3s}^{l} = T - \Delta t^{l}$

c) temperaturę wody na dolocie do walczaka $(T_{3,1s}^{\gamma})$ równą temperaturze nasycenia (T_n^{γ}) dla p_{3s}^{γ} pomniejszoną o stałą wartość Δt_{ap}^{γ} .

$$T_{31s}^{\gamma} = T_{n}^{\gamma} - \Delta t_{ap}^{\gamma}, \qquad (5.26)$$

d) temperaturę wylotowa spalin z kotła T_{5a} nie mniejszą od wartości T_{5age} , dla której może wystąpić korozja niskotemperaturowa, tj. $T_{5a} \ge T_{5age}$,

- e) stopień suchości pary na wylocie z turbiny X_{4s}^{γ} równy lub większy od pewnej wartości granicznej wynikającej z możliwości erozji układu łopatkowego, tj. $X_{4s}^{\gamma} \ge X_{4sgr}$.
 - (Y=h,l).

Ponadto w prowadzonych obliczeniach zakłada się:

1) stałe ciśnienie pary w kondensatorze (p'_{4s}) i odgazowywaczu (p_{8s}) ,

- 2) stałą temperaturę wody zasilającej (t_{wz}) ,
- jednakową temperaturę wody na wylocie z podgrzewacza wody niskoprężnej i pierwszej części podgrzewacza wysokoprężnego.

Dla wszystkich badanych struktur możemy określić sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu z równania:

$$\eta_{elTP} = \frac{\left[S^{h}(h_{3s}^{h} - h_{4s}^{h}) + (S^{h} + S^{i})(h_{3s}^{i} - h_{4s}^{i}) - S_{o} \cdot D_{2}(h_{3s} - h_{4s}^{i})\right]}{(1 + m_{ag})(C_{p})_{4o}(T_{4a} - T_{o})}\eta_{mTP}\eta_{g}$$
(5.27)

gdzie: S - stosunek strumienia pary doprowadzonej do turbiny do strumienia paliwa doprowadzonego do komory spalania turbiny gazowej (indeks h – wysokiego ciśnienia, l – niskiego ciśnienia), h_{3s} , h_{4s} - entalpia pary na wlocie i wylocie z odpowiedniej części turbiny, h_{8s} - entalpia pary z upustu (zasilająca odgazowywacz), D_2 - współczynnik (D_2 = 1 dla struktury z rysunku 5.26 - układ klasyczny, D_2 = 0 dla struktury z rysunku 5.28), S_o - stosunek strumienia pary doprowadzonej do odgazowywacza do strumienia paliwa.

- 140 -

Poszukiwanie wartości maksymalnej zależności (5.27) prowadzimy w zadanych przedziałach ciśnienia wysokiego (Y = h) i niskiego (Y = l):

$$p_{j_s}^{\gamma,o} \le p_{j_s}^{\gamma} \le p_{j_s}^{\gamma,k} \tag{5.28}$$

gdzie: indeks o, k - wartość początkowa i końcowa.

1

Występujące w równaniu (5.27) wielkości S^h , S' i S_o otrzymujemy z bilansów energii stosownych elementów kotła i odgazowywacza. Założenie minimalnej różnicy temperatur pomiędzy czynnikami w parowaczu wysokociśnieniowym $\Delta t_{pp}^h = const$ pozwala wyznaczyć, wykorzystując bilans energii wysokociśnieniowego przegrzewacza wraz z parowaczem, stosunek strumienia pary wysokoprężnej doprowadzonej do turbiny do strumienia gazu doprowadzonego do komory spalania.

$$S^{h} = \frac{\eta_{w} (1 + m_{ag})}{h_{3s}^{h} - h_{31s}^{h}} \Big[(C_{p})_{4a} (T_{4a} - T_{a}) - (C_{p})_{ppa}^{h} (T_{n}^{h} + \Delta t_{pp}^{h} - T_{a}) \Big]$$
(5.29)

gdzie: h_{3s}^{h} - entalpia pary na wlocie do turbiny (stosownie do oznaczeń z rys.5.26 i 5.28), h_{31s}^{h} - entalpia wody na wylocie z podgrzewacza wysokociśnieniowego, η_{w} - sprawność wymiany ciepła w kotle odzyskowym, T_{a}^{h} - temperatura nasycenia dla ciśnienia p_{3s}^{h} , $(C_{p})_{4a}^{h}$, $(C_{p})_{ppw}^{h}$ - pojemność cieplna spalin na wylocie z turbiny gazowej i dla temperatury $T_{a}^{h} + \Delta t_{co}^{h}$.

Obejmując osłoną bilansową elementy kotła znajdujące się od wlotu spalin do kotła do punktu, w którym temperatura spalin $T_{ppa}^{l} = T_{n}^{l} + \Delta t_{pp}^{l}$ (osłona obejmuje więc: przegrzewacze pary i parowacze wysokiego i niskiego ciśnienia oraz drugi stopień wysokociśnieniowego podgrzewacza wody) z bilansu energii otrzymujemy dla $\Delta t_{pp}^{l} = const$ stosunek strumienia pary niskociśnieniowej doprowadzony do turbiny do strumienia gazu doprowadzonego do komory spalania:

$$S' = \frac{\eta_w (1 + m_{ag}) [(C_p)_{4a} (T_{4a} - T_o) - (C_p)'_{ppa} (T_n' + \Delta t_{pp}' - T_o)] - S^h [h_{3*}^h - h_{2*}^h + D_1 D (h_{3,2*}' - h_{3,1*}')]}{h_{3,3*}' - h_{3,1*}' + D_1 (h_{3,2*}' - h_{3,1*}')}$$

(5.30)

gdzie: D_l - współczynnik (w tym przypadku $D_l = 0$ dla układu z rysunku 5.26, $D_l = 1$ dla struktury z rysunku 5.28), $h'_{3,3s}$, $h'_{3,2s}$ - entalpia wytworzonej pary niskociśnieniowej: przegrzanej i nasycenia, $h'_{3,1s}$ h''_{2s} - entalpia wody na wylocie: z podgrzewacza niskociśnieniowego i pierwszej części podgrzewacza wysokiego ciśnienia, h_{wz} , h_{6s} - entalpia wody przed pompą wody zasilającej i za pompą kondensatu, h_{8s} - entalpia pary zasilającej odgazowywacz, $D = \frac{h_{wz} - h_{6s}}{h_{8s} - h_{6s}}$ - dla układu z rysunku 5.26; $D = \frac{h_{wz} - h_{6s}}{h_{8s} - h_{wz}}$ - dla układu z

rysunku 5.28

Strumień pary kierowany do odgazowywacza odniesiony do strumienia paliwa (wynika z bilansu energii odgazowywacza) jest równy:

$$S_a = \left(S^h + S'\right)D\tag{5.31}$$

gdzie: D - przyjmuje wartości podane wyżej za wzorem (5.30)

Temperatura spalin opuszczających kocioł musi spełniać wymieniony wyżej w punkcie d warunek, wyznaczona jest z bilansu energii kotła odzyskowego: $(C_{p})_{sa}(T_{5a} - T_{a}) = (C_{p})_{4a}(T_{4x} - T_{a}) - \frac{\left[S^{h}(h_{3x}^{h} - h_{1x}^{h}) + S^{i}(h_{3xs}^{i} - h_{1x}^{i}) + (S^{h} + S^{i})D_{1} \cdot D(h_{3xs}^{i} - h_{1s}^{i})\right]}{(1 + m_{ag})\eta_{w}}$ (5.32)

gdzie: $D_I = 0$ dla układu z rysunku 5.26 i $D_I = 1$ dla układu z rysunku 5.28, h_{1s}^{γ} - entalpia wody wysokiego (Y = h) i niskiego (Y = l) ciśnienia na włocie do kotła, D – jak w równaniu (5.30).

Obliczenie wielkości stosunku strumienia pary i paliwa S^{*} oraz S['] umożliwia wyznaczenie dla każdej pary ciśnień p_{3s}^{*} , $p_{3s}^{'}$ sprawności termicznej obiegu i kotła odzyskowego według zależności:

$$\eta_{iTP} = \frac{S_{h}(h_{3s}^{h} - h_{4s}^{h}) + (S^{h} + S')(h_{3s}^{l} - h_{4s}^{l}) - (S' + S^{h})(h_{3s} - h_{4s}^{l})DD_{2}}{S^{h}(h_{3s}^{h} - h_{1s}^{h}) + S'(h_{3s}^{l} - h_{1s}^{l}) + (S^{h} + S')(h_{32s}^{l} - h_{1s}^{l})DD_{1}}$$
(5.33)

$$\eta_{KO} = \frac{S^{h}(h_{3,s}^{h} - h_{1s}^{h}) + S^{i}(h_{3,3s}^{i} - h_{1s}^{i}) + (S^{h} + S^{i})(h_{3,2s}^{i} - h_{1s}^{i})DD_{1}}{(C_{\rho})_{4a}(T_{4a} - T_{o})(1 + m_{ag})}$$
(5.34)

gdzie: $D_2 = 1$ i $D_1 = 0$ dla układu z rysunku 5.26, $D_2 = 0$ i $D_1 = 1$ dla układu z rysunku 5.28, D - jak w równaniu (5.30)

W przypadku zastosowania do obliczeń metodologii określonej jako II przy badaniu układu gazowo-parowego z kotłem jednoprężnym, założenia wymienionej wyżej od b ÷ e
- 142 -

oraz 1÷3 pozostają nie zmienione. Zmianie ulega jedynie założenie a, przyjmuje ono teraz postać:

$$T_{ppa}^{\gamma} - T_{n}^{\gamma} \ge \Delta t_{pp}^{\gamma}$$
(5.35)

W konsekwencji tego nie można wykorzystać równań (5.29) i (5.30) do określenia stosunku strumienia pary wysoko- i niskoprężnej doprowadzonej do turbiny do strumienia paliwa, W tym wypadku wartość sprawności wytwarzania energii elektrycznej wyznaczamy dla założonych wielkości: p_{3s}^{h} , p_{3s}^{\prime} , S^{h} , S^{\prime} opierając się na równaniu (5.27). Wartość maksymalna tego równania wyznaczona w zadanym przedziale:

- ciśnienia wysoko i niskoprężnego $p_{3t}^{\gamma,0} \le p_{3t}^{\gamma} \le p_{3t}^{\gamma,k}$ (Y = h, l),
- stosunku strumienia masy: pary (wysoko- i niskoprężnej doprowadzonej do turbiny) do gazu $S^{\gamma,o} \leq S^{\gamma} \leq S^{\gamma,k}$

określa parametry optymalne układu.

Sprawność termiczną obiegu parowego i kotła odzyskowego wyznaczamy wykorzystując zależność (5.33) i (5.34). Warunek $T_{5a} \ge T_{5agr}$ sprawdzamy wykorzystując równanie (5.32).

W celu sprawdzenia zależności (5.35) (założenie: a) temperaturę spalin T'_{μ} wyznaczamy przekształcają (5.29) i (5.30) do postaci:

$$C_{p}^{h}_{ppa}(T^{h}_{ppa} - T_{o}) = (C_{p})_{4a}(T_{4a} - T_{o}) - \frac{S^{h}(h^{h}_{3a} - h^{h}_{3,1s})}{\eta_{w}(1 + m_{ag})}$$
(5.36)

$$\begin{pmatrix} C_{\rho} \end{pmatrix}_{\rho\rhoa} \left(T_{\rho\rhoa}^{\prime} - T_{o} \right) = \begin{pmatrix} C_{\rho} \end{pmatrix}_{4a} \left(T_{4a} - T_{o} \right) - \\ \frac{S^{\prime} \left[h_{3.3s}^{\prime} - h_{3.1s}^{\prime} + D_{1} \left(h_{3.2s}^{\prime} - h_{3.1s}^{\prime} \right) \right] + S^{h} \left[h_{3s}^{h} - h_{2s}^{h} + D_{1} D \left(h_{3.2s}^{\prime} - h_{3.1s}^{\prime} \right) \right]}{\eta_{w} \left(1 + m_{ag} \right)}$$

$$(5.37)$$

Trzeba zwrócić uwagę, że w obliczeniach sprawności termicznej obiegu parowego i elektrowni parowej można uwzględnić moc pomp, tj. sumę mocy pompy kondensatu oraz mocy pomp wody zasilającej wysokiego i niskiego ciśnienia. Sumę mocy napędowych wymienionych pomp odniesioną do strumienia spalanego paliwa wyznaczymy z zależności:

$$N_{\mu\nu}^{\prime} = \frac{\left(S^{\prime} + S^{h} - S_{o} \cdot D_{2}\right)\left(p_{6s} - p_{5s}\right)\nu_{5s}}{\eta_{\mu\nu}^{\kappa}} + \frac{S^{h}\left(p_{3s}^{h} - p_{6s}\right)\nu_{wz}}{\eta_{\mu\nu}^{h}} + \frac{\left(S^{\prime} + D_{1}S_{o}\right)\left(p_{3s}^{\prime} - p_{6s}\right)\nu_{wz}}{\eta_{\mu\nu}^{\prime}}$$
(5.38)

gdzie: η_{iP}^{k} , η_{iP}^{h} , η_{iP}^{l} - sprawność wewnętrzna pompy kondensatu i wody zasilającej wysokiego i niskiego ciśnienia, v_{5s} , v_{wz} - objętość właściwa wody przy napływie do pomp: kondensatu i wody zasilającej, p5, p6s - ciśnienie przed i za pompą kondensatu (stosownie do oznaczeń na rys. 5.26 i 5.28), D₁, D₂ – współczynniki (jak w równaniu (5.34)).

Sumę mocy elektrycznej potrzebnej do napędu pomp odniesioną do strumienia spalanego paliwa wyznaczymy wprowadzają do mianowników (5.38) iloczyn sprawności: mechanicznej kolejnej pompy i jej silnika elektrycznego. Tak wyznaczone sumy mocy odejmujemy w liczniku równania: (5.33) - moce napędowe i (5.27) - moce elektryczne.

5.2.3. Analiza rozwiązań i wyników

Optymalne ciśnienia pary wysoko- i niskociśnieniowej p_{3s} i p_{3s}' gwarantujące spełnienie warunku η_{eITP} = max, wynikają w przypadku metodologii określanej jako I z warunku koniecznego istnienia ekstremum lokalnego funkcji uwikłanej dwu zmiennych niezależnych:

$$\frac{\partial \eta_{elTP}}{\partial p_{J_s}^h} = \frac{\partial \eta_{elTP}}{\partial \eta_{iTP}} \frac{\partial \eta_{iTP}}{\partial p_{J_s}^h} + \frac{\partial \eta_{elTP}}{\partial \eta_{KO}} \frac{\partial \eta_{KO}}{\partial p_{J_s}^h} = 0$$
(5.39)

$$\frac{\partial \eta_{elTP}}{\partial p_{3s}^{\prime}} = \frac{\partial \eta_{elTP}}{\partial \eta_{iTP}} \frac{\partial \eta_{iTP}}{\partial p_{3s}^{\prime}} + \frac{\partial \eta_{elTP}}{\partial \eta_{KO}} \frac{\partial \eta_{KO}}{\partial p_{3s}^{\prime}} = 0$$
(5.40)

W przypadku metodologii drugiej sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu jest funkcją zarówno ciśnień p_{3x}^* i p_{3x}^* jak i stosunku strumienia masy pary wysoko- (S^h) i niskociśnieniowej (S') do strumienia paliwa.

W tym przypadku więc oprócz (5.39) i (5.40) warunkami koniecznymi istnienia ekstremum funkcji η_{elTP} są:

$$\frac{\partial \eta_{elTP}}{\partial S^{h}} = \frac{\partial \eta_{elTP}}{\partial \eta_{iTP}} \frac{\partial \eta_{iTP}}{\partial S^{h}} + \frac{\partial \eta_{elTP}}{\partial \eta_{KO}} \frac{\partial \eta_{KO}}{\partial S^{h}} = 0$$
(5.41)

$$\frac{\partial \eta_{elTP}}{\partial S^{\prime}} = \frac{\partial \eta_{elTP}}{\partial \eta_{iTP}} \frac{\partial \eta_{iTP}}{\partial S^{\prime}} + \frac{\partial \eta_{elTP}}{\partial \eta_{KO}} \frac{\partial \eta_{KO}}{\partial S^{\prime}} = 0$$
(5.42)

Jeżeli badany układ z kotłem dwuprężnym scharakteryzowany jest wielkościami p_{3s}^{*} , p_{3s}^{\prime} , S^{h} , S^{\prime} , to zmiana tych (tego) parametrów o niewielką wartość Δ spowoduje wzrost sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu pod warunkiem zachowania nierówności (5.11). W tym przypadku występująca w (5.11) zmiana sprawności termicznej: obiegu parowego i kotła wyznaczana jest według zależności:

$$\Delta \eta_{iTP} = \frac{\partial \eta_{iTP}}{\partial p_{3s}^{h}} \Delta p_{3s}^{h} + \frac{\partial \eta_{iTP}}{\partial p_{3s}^{l}} \Delta p_{3s}^{\prime} + \frac{\partial \eta_{iTP}}{\partial S^{h}} \Delta S^{h} + \frac{\partial \eta_{iTP}}{\partial S^{\prime}} \Delta S^{\prime}$$
(5.43)

$$\eta_{KO} = \frac{\partial \eta_{KO}}{\partial p_{3s}^{h}} \Delta p_{3s}^{h} + \frac{\partial \eta_{KO}}{\partial p_{3s}^{l}} \Delta p_{3s}^{l} + \frac{\partial \eta_{KO}}{\partial S^{h}} \Delta S^{h} + \frac{\partial \eta_{KO}}{\partial S^{l}} \Delta S^{l}$$
(5.44)

W przypadku metodologii I $\Delta S^h = \Delta S^I = 0$.

Dane do obliczeń obydwu badanych układów są takie same. W stosunku do układu z kotłem jednociśnieniowym pozostają nie zmienione dane dotyczące części gazowej układu, w tym również temperatura spalin na dolocie do turbiny $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C

Nie zmienione są również dane, które określić można jako podstawowe dla części parowej:

- 1. Wartości graniczne: temperatura pary $(t_{3sgr}=540^{\circ}\text{C})$ stopień suchości pary $(X_{4sgr}=0.89)$, temperatura spalin na wylocie z kotła $(t_{5agr}=80^{\circ}\text{C})$.
- Ciśnienie w kondensatorze i odgazowywaczu (p^t_{4s} = 0,005 MPa, p_{8s} = 0,14 MPa) oraz temperatura wody zasilającej (t_{wz} =60°C).
- Sprawności: mechaniczne, generatora, wymiany ciepła w kotle odzyskowym (0,99 każda), wewnętrzna pompy (0,85).

Ze względu na specyfikę badanych układów przyjęto dodatkowo:

- 1) dla części wysokoprężnej: sprawność wewnętrzna turbiny 0,86, $\Delta t^{h} = 28$ K, $\Delta t^{h}_{\rho\rho} = 7$ K, $\Delta t^{h}_{\rho\rho} = 6$ K,
- 2) dla części niskoprężnej: sprawność wewnętrzna turbiny 0,84, $\Delta t' = 10$ K, $\Delta t'_{pp} = 9$ K, $\Delta t'_{ap} = 6$ K,
- iloczyn sprawności: mechanicznej pompy (wysokiego i niskiego ciśnienia oraz kondensatu) i jej silnika elektrycznego równy 0,855.

- stosunek ciśnień w sprężarce powietrza -zmieniano w przedziale 6,5 ≤ β_κ ≤ 30 z krokiem równym 0,5,
- ciśnienie pary wysokoprężnej -zmieniano w przedziale 2 MPa≤ p^h_{3s} ≤11 MPa z krokiem 0,01 MPa
- ciśnienie pary niskoprężnej -zmieniano w przedziale 0,2 MPa≤p^l_{3s}≤0,6 MPa z krokiem 0,01 MPa

Pokazane na rysunkach 5.30 ÷ 5.37 rezultaty obliczeń dotyczą układu dwuciśnieniowego z rysunku 5.26.

Sprawność termiczną obiegu pokazano na rysunku 5.30 i 5.31 dla czterech różnych temperatur spalin na dolocie do kotła i odpowiadających im stosunków ciśnień ($t_{4a} = 627,4^{\circ}$ C, $\beta_{K} = 11,8$; $t_{4a} = 568^{\circ}$ C, $\beta_{K} = 16,3$; $t_{4a} = 545,3^{\circ}$ C, $\beta_{K} = 18,6$; $t_{4a} = 502,5^{\circ}$ C, $\beta_{K} = 24$) tych samych, co w przypadku badania układu gazowo-parowego z kotłem jednociśnieniowym. Rysunek 5.30 ilustruje wpływ ciśnienia wysokoprężnego p_{1s}^{h} przy stałej wartości ciśnienia niskoprężnego równego optymalnemu (z rysunku 5.36) na przebieg η_{iTP} , z kolei rysunek 5.32 przedstawia przebieg tej sprawności w funkcji ciśnienia niskoprężnego przy stałej wartości ciśnienia wysokoprężnego równego optymalnemu (z rysunku 5.36).

Jeżeli równanie (5.33) zapiszemy w postaci:

$$\eta_{iTP} = \frac{\left(h_{3s}^{h} - h_{4s}^{h}\right) + \left(1 + \frac{S'}{S^{h}}\right) \left(h_{3s}^{i} - h_{4s}^{i}\right) - \left(1 + \frac{S'}{S^{h}}\right) \left(h_{8s}^{i} - h_{4s}^{i}\right) D \cdot D_{1}}{\left(h_{3s}^{h} - h_{1s}^{h}\right) + \frac{S'}{S^{h}} \left(h_{33s}^{i} - h_{1s}^{i}\right) + \left(1 + \frac{S'}{S^{h}}\right) \left(h_{3,2s}^{i} - h_{1s}^{i}\right) D \cdot D_{2}}$$
(5.45)

to wyraźnie widoczny jest wpływ stosunku strumienia pary niskociśnieniowej do wysokociśnieniowej na wielkość sprawności termicznej. Dlatego też stosunek ten, jak i wartość strumienia pary wysokociśnieniowej odniesionej do strumienia paliwa (S^{h}) przedstawiono na rysunkach 5.31 (dla tych samych danych, co rysunek 5.30) i 5.34 (dla tych samych danych, co rysunek 5.33).

Zwrócić należy uwagę na fakt, że jeżeli do równania (5.45) podstawimy $\frac{S'}{S'}=0$, to

otrzymamy równanie (5.7) na sprawność termiczną obiegu z kotłem jednociśnieniowym.

Zależności $S^{h} = f(p_{3s}^{h})$ dla $p_{3s}^{l} = const$ = wartości optymalnej, pokazane na rysunku 5.31, w istocie posiadają minima, których wartość rośnie ze wzrostem temperatury t4a, przy czym jednocześnie maleje ciśnienie p_{is}^{h} , przy którym są one osiągane. Na rysunku 5.31 minimum te jest widoczne dla $t_{4a} = 627,4^{\circ}$ C przy $p_{3x}^{h} = 8,2$ MPa, dla pozostałych temperatur t_{4a} tam pokazanych osiągane jest ono dla ciśnień większych niż 11 MPa. Zależności $\frac{S'}{S^{h}} = f(p_{3s}^{h})$ z rysunku 5.31 są monotonicznie rosnące ze wzrostem p_{3s}^{h} i obniżeniem t_{4a} (w rzeczywistości posiadają maksima dla $p_{33}^* > 11$ MPa, maksima te leżą w przedziale 2 MPa $\leq p_{3_1}^h \leq 11$ MPa dla $t_{4_2} > 627, 4^{\circ}$ C).

Przebieg sprawności termicznej obiegu parowego (zależność (5.45)) przedstawiony na rysunku 5.30 jest funkcją rosnącą w zakresie badanych ciśnień $p_{1,}^{h}$ (dla $p'_{3s} = const = wartości optymalnej i 2 MPa \le p^h_{3s} \le 11$ MPa) dla temperatur spalin na dolocie do kotła odzyskowego $t_{4a} > 502,5^{\circ}$ C. Dla temperatury $t_{4a} = 502,5^{\circ}$ C funkcja η_{ap} osiąga maksimum dla $p_{3x}^{h} = 9.5$ MPa, wartość maksimum rośnie wraz ze wzrostem temperatury t_{4a} i przesuwa się w kierunku większych wartości p_{is}^{h} ($p_{is}^{h} > 11 \text{ MPa}$).

Sprawność termiczna pokazana na rysunku 5.30 dla objegu parowego dwupreżnego jest niższa przy tych samych temperaturach t_{4a} niż w przypadku obiegu jednoprężnego (rysunek 5.4).

Sprawność termiczna kotła (η_{KO}) dla stałej temperatury t_{4a} bardzo niewiele zależy od ciśnienia pary wysokoprężnej (dla $p_{3s}^{l} = const = wartości optymalnej)$, co ilustruje rysunek 5.30, wynika to z jednoczesnego wraz ze wzrostem pi, spadku wartości pierwszego członu równania (5.34). tj. S^{h} $\left(h_{1x}^{h}-h_{1x}^{h}\right)$ i wzrostu wartości drugiego członu równania tj. $S'(h'_{13}, -h'_{1s}).$

Przedstawione na rysunku 5.30 zależności $\eta_{KO} = f(p_{3s}^*)$ są "prawie" liniowe (ze współczynnikiem korelacji $R^2 > 0.99$). Wartość sprawności η_{KO} w istotny sposób zależy od temperatury t_{4a} , rośnie wraz z jej wzrostem. Stosunek sprawności termicznej kotła dwuprężnego pokazanej na rysunku 5.30 do sprawności kotła jednoprężnego przedstawionej na rys.5.5 jest dla zestawionych tam temperatur I_{4a} zawsze większy od jedności i rośnie ze wzrostem ciśnienia pary (p_{3r}^{h}) .



Rys. 5.30. Sprawność termiczna: kotła i obiegu parowego w funkcji ciśnienia p_{3s}^{h} przy p_{3s}^{l} =const (wartość optymalna) dla wybranych t_{ła} Fig. 5.30. Thermal efficiency of the boiler and steam cycle as function of p_{3s}^{h} when p_{3s} = const

(optimal value) concerning selected values of t_{4a}



Rys. 5.31. Zależność S^h , $S^l / S^h = f(p_{3s}^{h})$ przy $p_{3s}^{l} = \text{const}$ (wartość optymalna) dla wybranych t_{4a} Fig. 5.31. Relation S^h , $S^l / S^h = f(p_{3s}^{h})$ at $p_{3s}^{l} = \text{const}$ (optimal value) concerning selected values of t_{4a}







Rys. 5.33. Zależność $\eta_{KO_1}(\eta_{iTP}, \eta_{mTP}, \eta_g) = f(p_{3s}^{-h})$ przy $p_{3s}^{-h} = \text{const}$ (wartość optymalna) dla wybranych t_{4a} Fig. 5.33. Relation $\eta_{KO_2}(\eta_{iTP}, \eta_{mTP}, \eta_g) = f(p_{3s}^{-h})$ at $p_{3s}^{-h} = \text{const}$ (optimal value) concerning selected values of t_{4a} Przebieg funkcji $\eta_{etTP} = f(p_{3s}^{h})$ pokazanych na rysunku 5.32 jest związany z wcześniej omawianymi zależnościami z rysunku 5.30 (jeżeli nie uwzględniamy sumy mocy pomp, to $\eta_{etTP} = \eta_{KO} \cdot \eta_{tTP} \cdot \eta_{mTP} \cdot \eta_{g}$). Na tym samym rysunku 5.32 zestawiono zależności stopnia suchości pary na wylocie z turbiny w funkcji ciśnienia p_{3s}^{h} dla badanych temperatur t_{4a} (dla $p_{3s}^{l} = const = wartości optymalnej$). Narysowane charakterystyki są funkcjami hiperbolicznymi, z rysunku 5.32 wynika, że zawsze $X_{4s} > 0,86$ ($X_{4sgr} = 0,86$), z kolei aby zachodziło $X_{4s} > 0,88$, to odczytujemy z rysunku $p_{3s}^{h} <~ 8,7$ MPa, a warunek. $X_{4s} > 0,9$ jest spełniony dla $p_{3s}^{h} <~ 5,5$ MPa.

Wpływ ciśnienia niskoprężnego (dla ciśnienia wysokoprężnego $p_{3s}^h = const = wartości optymalnej)$ na sprawność termiczną: obiegu parowego i kotła zilustrowano na rys. 5.33. Wzrost ciśnienia p_{3s}' powoduje jednoczesny wzrost η_{iTP} oraz spadek sprawności kotła η_{KO} , tym większy, im niższa jest temperatura spalin na wlocie do kotła. Konsekwencją tych przeciwnych zachowań η_{iTP} oraz η_{KO} jest bardzo płaski przebieg zależności sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu w funkcji wartości niskiego ciśnienia pokazany na rysunku 5.35. Przy zmianie wartości ciśnienia niskoprężnego w przedziale 0,2 MPa $\leq p_{3s}' \leq 0,6$ MPa sprawność η_{etTP} zmienia się o mniej niż 0,0014 dla każdej z wartości pary na wylocie z turbiny, co również ujęto na rysunku 5.35. Uzupełnienie wpływu niskiego ciśnienia na przebieg charakterystycznych wielkości stanowi rysunek 5.34, gdzie pokazano zależności S^h , $\frac{S_i}{S^*} = f(p_{3s}')$. W tym wypadku zgodnie z równaniem (5.29) $S^h = const$ dla $t_{4a} = const$ i $p_{3s}^h = const$ (wartość optymalna), z kolei S' maleje ze wzrostem p_{3s}' , tym bardziej, im niższa jest temperatura t_{4a} .

- 149 -







Rys. 5.35. Zależność η_{elTP} , $X_{is}^{h} = f(p_{3s}^{h})$ przy $p_{3s}^{h} = \text{const}$ (wartość optymalna) dla wybranych t_{4a} Fig. 5.35. Relation η_{elTP} , η_{elTP} , $Y_{is}^{h} = f(p_{3s}^{h})$ at $p_{3s}^{h} = \text{const}$ (optimal value) concerning selected values t_{4a} Optymalne parametry pary wysoko- i niskociśnieniowej w zakresie badanych stosunków ciśnień $6,5 \le \beta_{\kappa} \le 30$ zestawiono na rys.5.36. Odpowiadające im sprawności: wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu, termiczną kotła i obiegu parowego pokazuje rysunek 5.37. Tym razem wyróżnić można dla obydwu przedstawionych rysunków dwa zasadnicze przedziały analiz:

6,5 ≤ β_K ≤16,34 (746,7°C≥t_{4a} ≥ 568°C). Temperatura pary wysokoprężnej jest równa 6,65 MPa (± 0,05). Temperatura pary niskoprężnej wzrasta od 140°C do ok. 196°C według pokazanej krzywej na rysunku 5.36, jej ciśnienie jest równe 0,35 (+ 0,01) MPa. Żadna z badanych funkcji η_{elTP} = f(p^{*}_{3s}) (dla p[']_{3s} = const) i η_{elTP} = f(p^{*}_{3s}) (dla p^{*}_{3s} = const) i η_{elTP} = f(p^{*}_{3s}) (dla p^{*}_{3s} = const) nie osiąga ekstremum dla parametrów pary pozwalających spełnić warunek X^{*}_{4s} > X_{4sgr}. Tak więc ograniczenie maksymalnej wartości η_{elTP} występuje ze względu na dopuszczalny stopień suchości pary opuszczającej turbinę. W całym przedziale: X_{4s} = X_{4sgr} oraz t_{5a} > t_{5agr}. Maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej pokazaną na rys. 5.37 aproksymować możemy zależnością η_{elTP} = 0,1497 lnt_{4a} - 0,6715 (gdzie t_{4a} jest bezwymiarową temperaturą równą liczbowo wartości t_{4a} wyrażonej w °C, R² = 0,9995).

2) $16,34 < \beta_K \le 30$ ($568^\circ C > t_{4a} \ge 466,8^\circ C$). Temperatura pary wysokiego ciśnienia obniża się zgodnie z formułą $t_{3x}^h = t_{4a} - \Delta t^h$ i przyjmuje wartości $438,8^\circ C \le t_{3x}^h < 540^\circ C$, jej ciśnienie zmniejsza się od 6,65 MPa do 3,86 MPa dla $\beta_K = 30$. Ciśnienie pary niskoprężnej zmniejsza się od wartości 0,35 MPa dla $\beta_K = 18,2$ aż do 0,2 MPa (tj. dolnej wartości obliczeniowej tego ciśnienia) dla $\beta_K \ge 26$. Temperatura pary niskoprężnej zmienia się nieznacznie tak, jak to pokazuje rysunek 5.36. Podobnie jak w przedziale poprzednim, żadna z badanych funkcji $\eta_{eTP} = f(p_{3x}^h)$ (dla $p_{3x}^l = const$) i $\eta_{eTTP} = f(p_{3x}^l)$ (dla $p_{3x}^h = const$) nie osiąga ekstremum dla wartości $p_{3x}^r (Y = h, l)$, które przy określonej temperaturze pary pozwalają spełniać warunek $X_{4x}^r > X_{4xgr}$. W całym przedziale parametry optymalne determinuje $X_{4x}^h = X_{4xgr}$ i jednocześnie zachodzi $t_{5a} > t_{5agr}$. Maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej aproksymujemy linią prostą $\eta_{eTTP} = 4,549 \cdot 10^{-4} \cdot t_{4a} + 0,0186$ ($R^2 = 0,9999$). Wartość $\frac{d\eta_{eTTP}}{dt_{4a}}$ dla

przedziału 2 jest większa niż dla przedziału 1.

- 151 -

Rezultaty obliczeń pokazane na rysunkach 5.36 i 5.37 otrzymano zarówno przy wykorzystaniu metodologii I, jak i II. W przypadku tej ostatniej zakres zmian stosunku strumienia masy pary do gazu $S^{\gamma,o} \leq S^{\gamma} \leq S^{\gamma,k}$ określono przyjmując $S^{\gamma,o} = 0$, z kolei za $S^{\gamma,k}$ przyjęto wartość maksymalna uzyskaną z obliczeń w metodologii I (dla każdego β_{κ} bez uwzględnienia warunków $t_{5a} \ge t_{5agr}$, $X_{4s}^{\gamma} \ge X_{4sgr}$). Poszukiwanie wartości maksymalnej sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej i odpowiadających im parametrów optymalnych pary metodą poszukiwania przedziałów $p_{3s}^{\gamma,o} \le p_{3s}^{\gamma} \le p_{3s}^{\gamma,k}$ i $S^{\gamma,o} \leq S^{\gamma} \leq S^{\gamma,k} (Y=h,l)$ z krokiem Δp_{3s}^{γ} i ΔS^{γ} jest możliwe, np.[60, 62], lecz czasochłonne. Dlatego też w tym wypadku skorzystano z procedur optymalizacji funkcji wielu zmiennych zawartych w bibliotece optymalizacyjnej TPMath [46]. Skorzystano z wymienionej biblioteki, ponieważ jest ona napisana w języku Pascal, w którym napisane są wszystkie wykorzystywane do obliczeń układów gazowo-parowych programy obliczeniowe autora oraz z powodu dużej wydajności powyższej biblioteki. Biblioteka TPMath kompiluje się w 32bitowym kompilatorze Free-Pascal, co jest jej dodatkowym atutem - pozwala to w pełni wykorzystać możliwości dzisiejszych komputerów PC. Należy tutaj podkreślić, że Free-Pascal jest środowiskiem bezpłatnym i ciągle rozwijanym, zarówno na platformie Windows, jak i Linuks.



Fig. 5.36. Parameters of steam concerning the maximum values of η_{elTP}



Wykorzystanie innych gotowych metod optymalizacji, np. z pakietu Matlab i Mathcad, nie było możliwe ze względu na bardzo trudne zautomatyzowanie przenoszenia wyników z Pascala do Mathcada/Matlaba i z powrotem. Biblioteka TPMath używa wielu metod, zarówno gradientowych, jak i bezgradientowych, do znajdowania ekstremum funkcji wielu zmiennych przedstawionych w [95].

Rezultaty obliczeń wartości maksymalnej sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu wyznaczone obydwoma metodami różnią się od siebie dopiero dla bardzo wysokich temperatur t_{4a} , tzn. dla małych wartości stosunku ciśnień β_{κ} i jednocześnie wysokich temperatur na dolocie do turbiny gazowej t_{3a} . Tak np. dla prezentowanych dotychczas obliczeń tj. dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C w zakresie $6.5 \le \beta_{\kappa} \le 30$, jak już wspomniano, obydwie metodologie prowadza do tych samych rezultatów, dla $t_{3a} = 1400^{\circ}$ C przeprowadzone obliczenia zilustrowane na rysunku 5.38 wskazują na różnice w maksymalnych wartościach η_{elTP} dla $\beta_{\kappa} < 13$. W tym przedziale metodologia określona jako II prowadzi do wyższych maksymalnych wartości η_{elTP} oraz umożliwia badanie

charakterystyk maksymalnych sprawności w zakresie niższych wartości $\beta_{\rm K}$. Dla $t_{\rm e}=1400^{\circ}{\rm C}$ przy wyznaczaniu sprawności metodologią I pojawia się, podobnie jak w przypadku badania układu z kotłem jednociśnieniowym, przedział określamy tam jako pierwszy, tj. przedział, w którym $t_{sa} = t_{sagr}$ i $X_{4s}^* > X_{4sgr}$, w tym przypadku jest to przedział $12 \le \beta_K < 13$. Poniżej tego przedziału ($\beta_K < 12$) parametry pary w zakresie badanych ciśnień $p_{3s}^{\gamma,o} \le p_{3s}^{\gamma} \le p_{3s}^{\gamma,k}$ nie pozwalają na spełnienie warunku t5a ≥ t5agr, dlatego też przedział stosunków ciśnień ograniczony jest od dołu wartością $\beta_{K}=12$ (pierwszy punkt dla tej metodologii zaznaczony na rys. 5.38).

W przypadku obliczeń metodologią II dla $\beta_{K} < 13$ ($t_{3a} = 1400^{\circ}$ C) zachodzi $T_{n}^{\gamma} - T_{n}^{\gamma} > \Delta t_{pp}^{\gamma}$ (dla Y = h i/lub l) i maksymalna wartość η_{elTP} osiągana jest dla parametrów p_{3s}^{Y}, S^{Y} (Y = h, l), przy których $X_{4s}^{h} = X_{4ser}$ i $t_{5a} = t_{5aer}$.

Na rvs. 5.39 przedstawiono rezultaty obliczeń sprawności termicznej obiegu parowego i kotła oraz sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu, którego strukture pokazano na rysunku 5.28.

Rysunek 5.40 zawiera porównanie sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu z kotłem dwuprężnym i jednoprężnym, wpływ przyjętej struktury układu jest w istocie niewielki.



Rys. 5.38. Porównanie maksymalnej wartości sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu dwuciśnieniowego z rysunku 5.26 dla różnych Ija według metodologii I i II Fig. 5.38. Comparison of the maximum value of the efficiency of producing electric energy in the steam part of the double-pressure system presented in Fig. 5.26 with various values of t₃, in compliance with the methods I and II



Rys. 5.39. Maksymalna wartość η_{eTP} i odpowiadające jej wartości sprawności termicznej obiegu parowego i kotła dla układu z rysunku 5.28 Fig. 5.39. Maximum value of η_{eIP} and its corresponding values of the thermal efficiency of the

steam cycle and the boiler presented in Fig. 5.28





Fig. 5.40. Comparison of the maximum efficiencies of producing electric energy in the steam part of a system with a double-pressure boiler (2P)(----- structure in Fig. 5.28, ----- structure in Fig. 5.26) and single-pressure boiler (1P)

- 156 -

5.2.4. Podsumowanie

W rozdziale 5.2 przedstawiono dwie metodologie określenia sprawności części parowej układu gazowo-parowego z kotłem dwuprężnym. Różnią się one między sobą sposobem założenia różnicy temperatur pomiędzy spalinami a wodą na wlocie do parowaczy. W I metodologii zakłada się, że różnica ta jest stała, tj. $T_{ppe}^{\gamma} - T_{a}^{\gamma} = \Delta t_{pp}^{\gamma} = const \quad (Y = h, l), w$ II metodologii zakłada się $T_{ppa}^{\gamma} - T_{a}^{\gamma} \ge \Delta t_{pp}^{\gamma}$. W konsekwencji poszukuje się maksymalnej sprawności części parowej układu łącznie ze spełnieniem warunków $X_{4s}^{\gamma} \ge X_{4sgr}, t_{5a} \ge t_{5ogr}$ poprzez:

- a) określenie ciśnień optymalnych p_{1}^{I} w I metodologii,
- b) określenie optymalnych wartości: ciśnień p_{3s}^{γ} i strumieni pary odniesionych do strumienia paliwa S^{γ} (Y = h, l) w II metodologii.

Sposób wyprowadzenia równań do wyznaczania sprawności (termicznej: kotła, obiegu parowego i elektrowni parowej) umożliwia stosowanie ich zarówno dla obydwu przedstawionych metodologii, jak i różnych struktur badanych układów z kotłem dwuprężnym.

Metodologia II, w odróżnieniu od I (przy określonych wartościach Δt_{pp}^{γ}), umożliwia badanie charakterystyk maksymalnej sprawności w części parowej układu również dla bardzo wysokich temperatur na wlocie do kotła $t_{4a} > 745^{\circ}$ C, co może być istotne przy wysokich temperaturach na wylocie z komory spalania (np. dla $t_{3a} = 1400^{\circ}$ C w przedziale $6 \le \beta_{\kappa} < 13$, jak pokazano to na rysunku 5.38, lub dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C przy $\beta_{\kappa} < 6,5$).

W zakresie przedstawionych obliczeń dla temperatury na wlocie do turbiny gazowej $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C i stosunków ciśnień w sprężarce $6.5 \le \beta_{\kappa} \le 30$ (struktura układu z rysunku 5.26) obydwie metody prowadzą do tych samych wartości maksymalnej sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej i odpowiadających im parametrów pary (p_{3x}^{γ} , S^{γ} , Y = h, l).

Badane funkcje $\eta_{elTP} = f(p_{3s}^{\gamma})$ (w metodologii I) lub $\eta_{elTP} = f(p_{3s}^{\gamma}, S^{\gamma})$ (w metodologii II) nie osiągają ekstremum dla parametrów pary, które spełniają warunek $X_{4s}^{\gamma} > X_{4sgr}$. W całym badanym przedziale β_{κ} lub t_{4a} wartość maksymalną sprawności (nie ekstremum) i

odpowiadające jej "optymalne" parametry pary determinuje warunek $X_{4x}^{*} = X_{4xgr}$ (jednocześnie $t_{5a} > t_{5agr}$). W całym zakresie badanych temperatur na włocie do kotła 466,8°C $\leq t_{4a} \leq$ 746,7°C (6,5 $\leq \beta_{K} \leq$ 30) zależność maksymalnej sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu z kotłem dwuprężnym dla obydwu badanych struktur (rys. 5.26 i rys.5.28) jest funkcją rosnącą, ze wzrostem temperatury t_{4a} . Zależność tę aproksymować można w dwóch przedziałach:

1) funkcją logarytmiczną dla $t_{4a} > 568^{\circ}C$

 $\eta_{eTP} = 0,1497 \ln t_{4a} - 0,6715$ - dla struktury z rys.5.26, ($R^2 = 0,9995$),

 $\eta_{enp} = 0.1445 ln t_{4a} - 0.6357$ - dla struktury z rys. 5.28 ($R^2 = 0.9963$),

- 2) funkcją liniową dla $t_{4a} < 568^{\circ}C$
- $\eta_{elTP} = 4,549 \cdot 10^{-4} \cdot \bar{t}_{4a} + 0,0186 \text{dla struktury z rys.} 5.26 (R^2 = 0,9999),$ $\eta_{elTP} = 4,6017 \cdot 10^{-4} \cdot \bar{t}_{4a} + 0,0180 - \text{dla struktury z rys.} 5.28 (R^2 = 0,9999).$
- Wartość $\frac{d\eta_{eff}}{dt}$ dla przedziału 2 jest większa niż dla przedziału 1.

Stosunek maksymalnej sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu z kotłem: dwuprężnym i jednoprężnym wzrasta liniowo od wartości 1 dla $\beta_{\kappa} = 7$ do wartości 1,11 ÷1,12 dla $\beta_{\kappa} = 16,3$ i dalej (logarytmicznie) do wartości 1,16÷1,17 dla $\beta_{\kappa} = 30$.

6. ELEKTROWNIE GAZOWO-PAROWE

6.1. Podstawowe charakterystyki

Podobnie jak w przypadku analizy autonomicznej turbiny gazowej, określone zostaną dla układów gazowo-parowych zarówno sprawności jak praca jednostkowa.

Sprawność termiczna obiegu gazowo-parowego bez dopalania zdefiniowana jest jako:

$$\eta_{ig-p} = \frac{N_{iTG} + N_{iTP}}{Q_d} \tag{6.1}$$

gdzie: N_{iTG} , N_{iTP} - moc wewnętrzna instalacji turbiny gazowej i parowej, Q_d - strumień ciepła doprowadzony do obiegu.

Praca jednostkowa wewnętrzna obiegu gazowo-parowego zdefiniowana jest zależnością:

$$L_{ig-p} = \frac{N_{iTC} + N_{iTP}}{m_{in}}$$
(6.2)

gdzie: m_{1a} - strumień powietrza na włocie do sprężarki

Przyjmując w dalszym ciągu oznaczenia jak w rozdziale 5.1.1,. równanie (6.1) można doprowadzić do postaci:

$$\eta_{ig-p} = \eta_{iTG} + \eta_{iTP} \eta_{KO} (1 - \eta_{iTG})$$
(6.3)

Z (6.3) wynika wprost, że warunkiem wzrostu sprawności obiegu gazowo-parowego jest:

$$-\frac{\Delta\eta_P}{\Delta\eta_{ITG}} < \frac{l - \eta_P}{l - \eta_{ITG}}$$
(6.4)



Analiza (6.4) pozwala wyciągnąć następujący wniosek: wzrost sprawności termicznej obiegu turbiny gazowej powoduje wzrost sprawności układu gazowo-parowego tylko wtedy, jeżeli nie spowoduje zbyt dużego spadku w części parowej układu ($\eta_p = \eta_{iTP} \eta_{KO}$). Zależność (6.4) pokazano na rysunku 6.1, wynika z niego, że im jest wyższa sprawność turbiny gazowej, tym

Rys. 6.1. Interpretacja zależności (6.4) Fig. 6.1. Relation (6.4)

większy może być spadek sprawności w części parowej układu (przy czym wartość ta maleje ze wzrostem sprawności części parowej układu).

- 159 -

Sprawność wytwarzania energii elektrycznej elektrowni gazowo-parowej (bez dopalania) zdefiniowana jest zależnością 5.1, którą uwzględniając zależność 5.3 można zapisać:

$$\gamma_{e\lg p} = \eta_{elTG} (1 + \alpha_{\max} \eta_{elTP})$$
(6.5)

Z (5.1) i (6.5) wynika konieczność wykorzystania do określenia sprawności elektrowni gazowo-parowych zarówno wyników, jak i metodologii określenia sprawności w części parowej układu (rozdział 5) oraz metodyki i wyników badań instalacji turbiny gazowej (rozdziały 3 i 4).

Jeżeli równanie (5.1) zapiszemy w postaci:

$$\gamma_{elg-p} = \frac{N_{elTG}^{I} + N_{elTP}^{I}}{W_{d}}$$
(6.6)

to dla wszystkich badanych układów gazowo-parowych (zarówno z kotłem jedno-, dwu-, jak i trójciśnieniowym pokazanych na rysunkach 5.1, 5.26, 5.28 i 6.2) moc elektryczną układu gazowego (odniesioną do strumienia spalanego paliwa) N_{elTG}^{I} wyznaczamy z zależności [4, 21]:

$$N_{elTG}^{\prime} = \left[\left(m_{ag} + 1 \right) \cdot \left(h_{3a} - h_{4a} \right) \cdot \eta_{mT} - \frac{m_{ag}}{\eta_{mK}} \cdot \left(h_{2a} - h_{1a} \right) \cdot \left(1 + \gamma^* \right) \right] \cdot \eta_g$$
(6.7)

gdzie: h - entalpia właściwa czynnika (stosownie do oznaczeń na wymienionych wyżej rysunkach) na wlocie do turbiny gazowej i instalacji sprężarki (indeksy 3a i la odpowiednio) i na wylocie z turbiny i sprężarki (indeks 4a i 2a odpowiednio), m_{ag} - stosunek strumieni masy powietrza i paliwa doprowadzonych do komory spalania.

Moc turbiny parowej N_{eTP}^{\dagger} (odniesiona do strumienia spalanego paliwa) jest równa dla układu z kotłem jednociśnieniowym z rysunku 5.1 [65]:

$$N_{elTP}^{\dagger} = S \left[\left(h_{3s} - h_{4s} \right) - \left(\frac{h_{w2} - h_{6s}}{h_{8s} - h_{6s}} \right) \left(h_{8s} - h_{4s} \right) \right] \eta_{mTP} \cdot \eta_{g}$$
(6.8)

gdzie: h_{3s} , h_{4s} , h_{8s} - entalpia pary: na włocie i wylocie z turbiny oraz zasilającej odgazowywacz, h_{6s} , h_{wz} - entalpia kondensatu i wody zasilającej (stosownie do oznaczeń z rys.5.1).

W przypadku układu dwuciśnieniowego o strukturze pokazanej na rys. 5.26 i 5.28 (w tym również z przegrzewem międzystopniowym) równanie (6.8) przyjmuje postać [4,60, 73]:

$$N_{eITP}^{I} = \left[S^{h}(h_{3s}^{h} - h_{4s}^{h}) + \left(S^{h} + S^{I}\right)(h_{3s}^{I} - h_{4s}^{I}) - S_{o} \cdot D_{2}(h_{8s} - h_{4s}^{I})\right]\eta_{mTP}\eta_{g}$$
(6.9)

gdzie: oznaczenie jak pod zależnością (5.27).

Dla układu z trójciśnieniowym kotłem i przegrzewem międzystopniowym, którego strukturę i przebieg zmiany temperatur w kotle pokazano na rysunkach 6.2 i 6.3, moc N_{etTP}^{\prime} jest równa [62]:

$$N_{eTP}^{\prime} = [S^{h}(h_{3s}^{h} - h_{4s}^{h}) + (S^{h} + S^{\prime}) \cdot (h_{3s}^{\prime} - h_{4s}^{\prime}) + (S^{h} + S^{\prime} + S^{\prime}) \cdot (h_{3s}^{\prime} - h_{4s}^{\prime})] \cdot \eta_{mTP} \eta_{g}$$
(6.10)

gdzie : h_{3s}^{Y} , h_{4s}^{Y} - entalpia pary (stosownie do oznaczeń z rys.6.2) na wlocie oraz wylocie z turbiny (z części wysoko- Y=h, średnio- Y=i, oraz niskoprężnej Y=l), S - stosunek strumienia pary doprowadzonej do turbiny do strumienia paliwa.

Ogólnie rzecz biorąc, jak już wspomniano, układy parowy i gazowy wchodzący w skład układu kombinowanego nie są autonomiczne. Jeżeli jednak założyć, że dokonano doboru turbiny gazowej wraz z parametrami termodynamicznymi określającymi jej warunki pracy, to zagadnienie optymalizacji sprawności układu gazowo-parowego sprowadza się do optymalizacji sprawności części parowej układu (wg jednej z przedstawionych w rozdziale 5 metodologii). W tym wypadku przy stałej wartości ciepła odpadowego z układu gazowego odprowadzonego do układu parowego, optymalną wartość parametrów pary produkowanej w kotle należy poszukiwać łącznie z określaniem wartości stosunku strumieni masy pary i gazu. Warunek maksymalnej sprawności obiegu parowego, przy uwzględnieniu niezmiennej wartości ciśnienia w skraplaczu, można w takim przypadku sprowadzić do żądania:

$$\eta_{elTP}, N_{elTP}, N_{elTP} = \max$$
(6.11)

W dalszym ciągu sprawność wytwarzania energii elektrycznej i pracę jednostkową wewnętrzną w układzie kombinowanym przy zachowaniu równania (6.11) oznaczymy η_{elg-p}^{*} ,

 L_{ig-p}^*







Rys. 6.3. Rozkład temperatur dla elektrowni gazowo-parowej z kotłem trójciśnieniowym i przegrzewem międzystopniowym

Fig. 6.3. Distribution of temperatures in a gas-and-steam power station with a triple pressure boiler and reheat

Jeżeli założymy, że określone są parametry paliwa, utleniacza i odniesienia oraz parametry związane z czynnikami technologicznymi takie, jak sprawności: wewnętrzne maszyn, mechaniczne i generatorów, komory spalania, wymiany ciepła w kotle itd. oraz przyjmując: parametry projektowe kotła, straty ciśnienia, jak i straty nieszczelności i chłodzenia, to ogólnie możemy zapisać [4, 21, 60]:

$$\eta_{elg-p} = f\left[t_{3a}, \beta_{\kappa}, (S^{\gamma}, t_{3s}^{\gamma}, p_{3s}^{\gamma}) \right]$$
(6.12)

Dla elektrowni kombinowanej z kotłem trójprężnym ilość parametrów występująca w równaniu (6.12) może być równa 11 [62], gdy wielkości stosunku strumienia: pary do paliwa oraz ciśnienia i temperatury pary na dolocie do turbiny występują odrębnie dla części wysoko- (Y=h), średnio- (Y=i) i niskoprężnej (Y=l). Dla układu dwuciśnieniowego w (6.12) występuje do 8 parametrów [4, 60], a dla układu z kotłem jednociśnieniowym do 5 parametrów [4, 21]. W przypadku układów gazowo-parowych z dopalaniem w (6.12) znajduje się również stopień dopalania [21].

Odpowiednio dobrane parametry (termodynamiczne) mogą zapewnić osiągnięcie maksymalnej sprawności w układzie gazowo-parowym.

Jeżeli spełniony jest warunek określony równaniem (6.11), to równanie (6.12) przyjmuje postać:

$$\eta_{e\lg-p} = \eta_{e\lg-p} \left(\eta_{elTP}, N_{elTP}, N_{elTP} = \max \right) = f(t_{3a}, \beta_K)$$
(6.13)

6.2. Wpływ struktury elektrowni na charakterystyki

Na rysunkach 6.4 i 6.5 pokazano charakterystyki układu gazowo-parowego z kotłem jednociśnieniowym, którego strukturę przedstawia rysunek 5.1. Zależności $\eta_{*|g-p}^{*}, L_{ig-p}^{*} = f(\beta_{\kappa})$ wykonano dla trzech różnych temperatur spalin na wylocie z komory spalania $t_{3a}=1200^{\circ}$ C, 1300°C i 1400°C, wyznaczając maksymalną wartość sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu zgodnie z metodologią opisaną jako I (linia ciągła) i jako II (linia przerywana). Obliczenia wykonano dla zestawu danych z rozdziału 3.4.4 (dla części gazowej) i rozdziału 5.1.3 (dla części parowej). W ten sposób przedstawione charakterystyki $\eta_{elg-p}^{*} = f(\beta_{\kappa})$ dla określonej temperatury t_{3a} można skonstruować również przy wykorzystaniu zależności (6.5) oraz wyznaczonej w rozdziałe 3 charakterystyki $\eta_{elTG} = f(\beta_{\kappa})$, jak i charakterystyki $\alpha_{max} = f(\beta_{\kappa})$ i $\eta_{elTP} = f(\beta_{\kappa})$ odpowiednio z rozdziałów 4 i 5.







Rys. 6.5. Zależność $L^{*}_{ig,p} = f(\beta_{K})$ dla elektrowni gazowo-parowej z kotłem jednociśnieniowym Fig. 6.5. Relation $L^{*}_{ig,p} = f(\beta_{K})$ concerning a gas-and-steam power station with a single-pressure boiler

Wyznaczone zależności η_{elg-p}^{*} , $L_{g-p}^{*} = f(\beta_{K})$ dla t_{3a} = const posiadają ekstrema (maksimum) dla różnych wartości stosunków ciśnień w sprężarce. Podobnie jak w przypadku instalacji prostej turbiny gazowej, ekstremum sprawności wytwarzania energii elektrycznej osiągane jest dla wyższych wartości β_{K} . Przebieg zależności $\eta_{elg-p}^{*} = f(\beta_{K})$ w przedziale zbliżonym do maksimum jest bardzo płaski ($\frac{d\eta_{elg-p}^{*}}{d\beta_{K}}$ w pobliżu ekstremum zmienia się niewiele), szczególnie ze wzrostem temperatury t_{3a} . Tak np. dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C w przedziale $9 \le \beta_{K} \le 14$ maksymalna zmiana sprawności $\Delta \eta_{elg-p}^{*} < 0,0012$, dla $t_{3a} = 1400^{\circ}$ C w przedziale $14 \le \beta_{K} \le 20$ jest spełnione $\Delta \eta_{elg-p}^{*} < 0,0006$.

Na rysunkach 6.6 i 6.7 przedstawiono przebieg zależności sprawności wytwarzania energii elektrycznej w układzie jednociśnieniowym dla $t_{3o} = 1200^{\circ}$ C i różnych wartości stosunku strumienia pary do strumienia paliwa S (od S = 80 do S = 140 kg pary/kmol gazu co $\Delta S=10$ kg pary/kmol gazu i S = 114+128 kg pary/kmol gazu co $\Delta S=2$ kg pary/kmol gazu). Każdą z narysowanych tam charakterystyk $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_K)$ dla S = const otrzymano wyznaczając maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu wg metodologii II ograniczając przedział poszukiwań $S^o \leq S \leq S^t$ do określonej wartości S. (Dogodne może być również poszukiwanie maksymalnej wartości równania (6.8) dla określonej wartości S w przedziale ciśnień $p_{3x}^o \leq p_{3x} \leq p_{3x}^t$ z zachowaniem warunków podanych dla metodologii II). Z rysunku 6.6 wynika, że przy zadanym stosunku ciśnień β_K (dla określonej t_{3a}) maksymalna sprawność η_{elg-p}^* osiągana jest tylko dla jednej wartości stosunku strumienia pary do strumienia paliwa. Wyznaczone charakterystyki $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_K)$ dla S = const posiadają maksimum, dla S z przedziału 80+140 kg pary/kmol paliwa zmienia się ono w zakresie 0,4737 +0,5078 i osiągane jest przy coraz niższym β_K wraz ze wzrostem wartości S.

Rysując krzywą obwiedniową po wyznaczonych charakterystykach $\eta_{elg-p}^{*} = f(\beta_{\kappa})$ dla S = const, którą pokazano na rys. 6.6 linią grubą, uzyskamy przebieg $\eta_{elg-p}^{*} = f(\beta_{\kappa})$ taki sam, jak na rys.6.5 dla temperatury $t_{3o} = 1200^{\circ}$ C. Dokładne wyznaczanie ekstremum na podstawie narysowanej krzywą obwiedniową charakterystyki $\eta_{elg-p}^{*} = f(\beta_{\kappa})$ jest trudne.



Rys. 6.6. Wpływ stosunku strumienia pary do paliwa na przebieg zależności $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_K)$ dla elektrowni gazowo-parowej z kotłem jednociśnieniowym dla $t_{3e}=1200^{\circ}C$

Fig. 6.6. The influence of the steam flux/ fuel ratio on the dependence $\eta_{elg,p} = f(\beta_K)$ concerning a gasand-steam power station with a single-pressure boiler when $t_{3\sigma}=1200^{\circ}C$



Rys. 6.7. Sposób określenia ekstremum funkcji $\eta_{elg:p}^{\circ}=f(\beta_{K})$ dla $t_{3a}=1200^{\circ}$ C przy wykorzystaniu zależności $\eta_{elg:p}^{\circ}=f(\beta_{K})_{S=const}$ dla elektrowni gazowo-parowej z kotłem jednociśnieniowym

Fig. 6.7. A method of determining the maximum of the function $\eta_{elg-p} = f(\beta_K)$ when $l_{3a}=1200^{\circ}$ C, making use of the relation $\eta_{elg-p} = f(\beta_K)_{S=const}$ concerning a gas-and-steam power station with a single-pressure boiler

Dlatego też dla przedziału, w którym ono występuje i który to przedział zaznaczono na rys.6.6 linia kropkową, wyznaczono charakterystyki $\eta_{elg-p}^{\bullet} = f(\beta_{\kappa})$ dla S=const z mniejszym krokiem ΔS , co pokazano na rys.6.7. Rysując ponownie krzywą obwiedniową z rys.6.7 możemy z dobrą dokładnością określić ekstremum funkcji $\eta_{elg-p}^{\bullet} = f(\beta_{\kappa})$ dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C.

Z rysunku 6.6 i 6.7 odczytujemy, że aby $\Delta \eta^*_{elg-p} < 0,0012$ w przedziale $9 \le \beta_{\kappa} \le 14$ stosunek S należy zakładać z przedziału ~(110÷131) kg pary/kmol paliwa.

Na rysunkach 6.8 i 6.9 pokazano wpływ przyjęcia struktury chłodzenia oraz ilości powietrza użytego do chłodzenia turbiny gazowej na sprawność wytwarzania energii elektrycznej (η^*_{elg-p}) układu gazowo-parowego z kotłem jednociśnieniowym. Obliczenia wykonano dla temperatury spalin na wylocie z komory spalania ta=1200°C i 1400°C. przyjmując dane dotyczące instalacji turbiny gazowej z rozdziału 3.4.4, a dane dotyczące części parowej układu z rozdziału 5.1.3. Na wspomnianych rysunkach wykreślono pieć zależności, pierwsza z nich opisana $\gamma_{ch} = 0$ dotyczy struktury bez chłodzenia układu łopatkowego turbiny gazowej. Dwie inne narysowane linią ciągłą dotyczą sposobu chłodzenia, którego strukturę określono jako II i pokazano na rys. 3.12. W tym wypadku strumienie powietrza chłodzącego pobierane są z kolejnych przekrojów spreżarki i kierowane do odpowiadających im ciśnieniem przekrojów turbiny gazowej, w ten sposób powstała struktura układu gazowo-parowego różni się od tej z rys. 5.1 instalacją turbiny gazowej. Dwie narysowane linią przerywaną charakterystyki $\eta^*_{elg-p} = f(\beta_k)$ dotyczą układu z I strukturą chłodzenia z rys. 3.11. Obliczenia podobnie jak w przypadku badania autonomicznej turbiny gazowej wykonano przyjmując wskaźnik $\gamma_{ch} = 0.07$ i $\gamma_{ch} = 0.1$. Z obliczeń przedstawionych na rys. 6.8 i rys. 6.9 określono maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej $\left(\eta_{1}^{\max}\right)$ dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C i 1400°C. Prowadząc obliczenia dla innych temperatur z zakresu $1200^{\circ}C < t_{3a} < 1400^{\circ}C$ (co 50°C) wyznaczono charakterystyki $\eta_{1a-p}^{max} = f(t_{3a})$ dla badanego układu gazowo-parowego bez chłodzenia i z chłodzeniem, które pokazano na rys.6.10.

Na rysunku 6.11 pokazano stratę sprawności wytwarzania energii elektrycznej w układzie gazowo-parowym z kotłem jednoprężnym spowodowaną zmianą sprawności wewnętrznej izentropowej turbiny gazowej chłodzonej w stosunku do niechłodzonej. Sprawność wewnętrzną turbiny chłodzonej wyznaczono z zależności (3.72) podstawiając w niej A = 0,15 (jak w rozdziale 3.6.3) i wykonano obliczenia dla $\gamma_{ch} = 0,07$ i $\gamma_{ch} = 0,1$ oraz $t_{3\sigma} = 1200^{\circ}$ C.



Rys. 6.8. Wpływ przyjęcia struktury chłodzenia oraz ilości powietrza użytego do chłodzenia na sprawność $\eta^{*}_{elg.p}$ dla elektrowni gazowo-parowej z kotłem jednociśnieniowym dla t_{Ja} =1200°C (– II struktura chłodzenia)

Fig. 6.8. The effect of adapting the cooling on the efficiency $\eta^*_{elg:p}$ in a gas-and-steam power station with a single-pressure boiler when $t_{3a}=1200^{\circ}$ C (-II cooling structure, ---I cooling structure)





Fig. 6.9. The effect of adapting the cooling structure and amount of used air for cooling on the efficiency $\eta^{\circ}_{elg.p}$ in a gas-and-steam power station with a single-pressure boiler when t_{3a} =1400°C (-II cooling structure, ---I cooling structure)



- Rys. 6.10. Wpływ przyjęcia struktury chłodzenia oraz ilości powietrza użytego do chłodzenia na sprawność maksymalną $\eta^*_{elg\cdot p}$ dla elektrowni gazowo-parowej z kotłem jednociśnieniowym (– II struktura chłodzenia, I struktura chłodzenia)
- Fig. 6.10. The effect of adapting the cooling structure and amount of used air for cooling on the maximum efficiency $\eta^*_{elg:p}$ in a gas-and-steam power station with a single-pressure boiler (-II cooling structure, --I cooling structure)



Rys. 6.11. Strata sprawności wytwarzania energii elektrycznej w układzie z kotłem jednociśnieniowym spowodowana obniżeniem sprawności izentropowej turbiny gazowej na wskutek chłodzenia dla różnych ilości powietrza chłodzącego (t_{3a}=1200°C)

Fig. 6.11. Losses of the efficiency of producing electric energy in a system with a single-pressure boiler due to the reduced isentropic efficiency of the gas turbine caused by the cooling with various amounts of cooling air (t_{ic}=1200°C) Charakterystyki $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_K)$ dla układu gazowo-parowego z kotłem dwuciśnieniowym o strukturze pokazanej na rysunku 5.26 ilustruje rysunek 6.12 dla trzech wartości t_{3a} ($t_{3a} = 1200^{\circ}$ C, 1300°C, 1400°C). Wyznaczono je na podstawie danych i rezultatów obliczeń: zarówno turbiny gazowej (rozdział 3.4.4), jak i dwuciśnieniowej części parowej (rozdział 5.2.3, wykorzystując I metodologię określenia sprawności części parowej). Podobnie jak w przypadku z układem jednociśnieniowym, przebieg zależności $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_K)$ jest tym bardziej płaski w pobliżu ekstremum, im wyższa jest temperatura t_{3a} . Tak np. w okolicy ekstremum dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C w przedziale $14 \le \beta_K \le 17.7$ maksymalna zmiana sprawności $\Delta \eta_{elg-p}^* < 0,0012$, dla $t_{3a} = 1400^{\circ}$ C w przedziale $21.5 \le \beta_K \le 29$ jest spełnione $\Delta \eta_{elg-p}^* < 0,0006$.

Rezultaty badań układu gazowo-parowego o strukturze widocznej na rysunku 5.28, tj. z dwuciśnieniowym kotłem i przegrzewem międzystopniowym, zestawiono na rysunkach 6.13 ÷ 6.15 [60]. Dane do obliczeń są takie same, jak dla układu dwuciśnieniowego z rysunku 5.26, ponadto zakłada się równość temperatury pary wysokiego ciśnienia i po przegrzaniu międzystopniowym.



- 169 -

W prowadzonych obliczeniach przyjęto następujące zmienne, ich zakresy i krok obliczeniowy[60]:

- Temperatura gazów spalinowych na włocie do turbiny gazowej (t_{3a}), 1150°C ≤ t_{3a}≤ 1400°C,w obliczeniach zmieniano z krokiem 50°C, podstawowe obliczenia wykonano dla t_{3a} = 1200°C, 1300°C i 1400°C.
- Stosunek ciśnień w sprężarce powietrza, 8(12) ≤ β_κ ≤ 30, w obliczeniach zmieniono z krokiem równym 1.
- Ciśnienie pary wysokoprężnej, , w 10 MPa≤ p^h_{3s} ≤19 MPa, obliczeniach zmieniano z krokiem 1 MPa.
- Ciśnienie pary niskoprężnej, 0,4 MPa≤ p^l_{3s} ≤ 3,6 MPa, w obliczeniach zmieniano z krokiem 0,1(0,03) MPa.

Na rysunkach 6.13 i 6.14 pokazano zależności $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_K)$ dla różnych wartości ciśnienia pary wysokoprężnej $p_{ls}^h = const$ (ciśnienie pary niskoprężnej optymalizując część parową układu zmieniano w zakresie podanym wyżej) [60].

Na podstawie ich analizy można stwierdzić, że wraz ze wzrostem ciśnienia pary wysokoprężnej sprawność maksymalna osiągana jest dla mniejszych wartości β_{κ} . Wpływ ciśnienia pary wysokoprężnej na sprawność maksymalną jest zależny od temperatury t_{3a} . W zakresie niższych wartości t_{3a} ($t_{3a} \le 1250^{\circ}$ C) jest ujemny, tzn. zwiększenie wartości tego ciśnienia z 10 MPa do 19 MPa powoduje minimalne obniżenie maksymalnej sprawności, i tak np. dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C (rys.6.13) o 0,00075. Dla wyższych wartości t_{3a} wzrost ciśnienia pary wysokoprężnej w zakresie badanym powoduje wzrost maksymalnej sprawności układu, w szczególności o 0,00062 dla $t_{3a} = 1300^{\circ}$ C; i 0,00186 dla $t_{3a} = 1400^{\circ}$ C. Ogólnie można stwierdzić, że dla badanego układu wpływ ciśnienia pary świeżej na sprawność maksymalną jest niewielki.

Rysunek 6.15 przedstawia charakterystyki $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_K)$ z uwzględnieniem wszystkich wyżej przyjętych zakresów zmiennych, których dyskusja, podobnie jak dla poprzednich układów pozwala na stwierdzenie, że w pobliżu ekstremum sprawności obniża się bardziej dla mniejszych wartości t_{3a} . W tym wypadku w przedziale $11.5 \le \beta_K \le 17.6$ zawierającym ekstremum dla t_{3a} = 1200°C maksymalna zmiana sprawności $\Delta \eta_{elg-p}^* < 0.0012$, w przedziale $16.8 \le \beta_K \le 22.8$ zawierającym ekstremum dla t_{3a} = 1400°C zachodzi $\Delta \eta_{elg-p}^* < 0.0006$.



Rys. 6.13. Zależność $\eta_{elg,p}^{\circ}=f(\beta_K)$ dla różnych wartości ciśnień pary wysokoprężnej i $t_{3\sigma}=1200^{\circ}$ C dla elektrowni gazowo-parowej z kotłem dwuciśnieniowym i przegrzewem międzystopniowym Fig. 6.13. Relation $\eta_{elg,p}^{\circ}=f(\beta_K)$ for various values of high-pressure steam and $t_{3\sigma}=1200^{\circ}$ C in a gas-and-steam power station with a double-pressure boiler and reheat







pressure boiler and reheat, with the maximum efficiency of the steam part

Rezultaty obliczeń sprawności wytwarzania energii elektrycznej dla układu gazowoparowego z rysunku 6.2 z kotłem trójciśnieniowym i przegrzewem międzystopniowym przedstawiają rysunki 6.16 + 6.18 [62]. W stosunku do układu z kotłem jednociśnieniowym i dwuciśnieniowym dane dotyczące instalacji turbiny gazowej i dane określane jako podstawowe dla części parowej pozostały nie zmienione. W tym wypadku ze względu na specyfikę badanego układu przyjęto ponadto [62]:

- 1) dla części wysokoprężnej: sprawność wewnętrzna turbiny 0,86, $\Delta t^{h} = 28 \text{ K}$, $\Delta t_{pp}^{h} = 7 \,\mathrm{K}, \ \Delta t_{ap}^{h} = 6 \,\mathrm{K},$
- 2) dla części średnioprężnej: sprawność wewnętrzna turbiny 0,89, $\Delta t' = 10 \text{ K}, \Delta t'_{pp} = 9 \text{ K},$ $\Delta t'_{un} = 9 \,\mathrm{K},$
- 3) dla części niskoprężnej: sprawność wewnętrzna turbiny 0,79, $\Delta t'_{pp} = 9 \text{ K}, \Delta t'_{up} = 6 \text{ K},$
- 4) równość temperatury pary wysokiego ciśnienia i po przegrzewie międzystopniowym. W prowadzonych obliczeniach przyjęto następujące zmienne, ich zakresy i krok obliczeniowy:

- 1. Temperatura gazów spalinowych na wlocie do turbiny gazowej (t_{2n}) , 1150°C ≤ 1400°C, w obliczeniach zmieniano z krokiem 50°C, podstawowe obliczenia wykonano dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C, 1300°C i 1400°C.
- 2. Stosunek ciśnień w sprężarce powietrza, $8(12) \le \beta_k \le 30$, w obliczeniach zmieniono z krokiem równym 1.
- 3. Ciśnienie pary wysokoprężnej, 10 MPa $\leq p_{3s}^{h} \leq 19$ MPa, w obliczeniach zmieniano z krokiem 1 MPa.
- 4. Ciśnienie pary średnioprężnej, 1,4 MPa $\leq p'_{3s} \leq 5$ MPa, w obliczeniach zmieniano z krokiem 0,4(0,2) MPa.
- 5. Ciśnienie pary niskoprężnej, 0,15 MPa $\leq p'_{3x} \leq 0,9$ MPa, w obliczeniach zmieniano z krokiem 0.1(0.03) MPa.

Rezultaty obliczeń przedstawione w postaci wykresów pokazanych na rysunkach 6.16 + 6.18, pozwalają prześledzić wpływ wybranych wielkości na sprawność wytwarzania energii elektrycznej w badanym układzie [62]. I tak na rysunku 6.16 i 6.17 pokazano zależności $\eta^*_{elg-p} = f(\beta_k)$ dla różnych wartości ciśnień pary wysokoprężnej (pozostałe parametry zmieniano w zakresie podanym wyżej) i różnych temperatur spalin na wylocie z komory spalania. Na podstawie ich analizy można stwierdzić, że wraz ze wzrostem ciśnienia pary wysokoprężnej: wzrasta sprawność układu, przy czym sprawność maksymalna osiągana jest dla mniejszych wartości β_{κ} . Wpływ ciśnienia pary wysokoprężnej na sprawność maksymalna jest wiekszy ze wzrostem t_{3a}, zwiększenie wartości tego ciśnienia z 10 MPa do 19 MPa powoduje przyrost maksymalnych sprawności o 0,00343 dla t_{3a} = 1200°C; 0,00456, dla $t_{3a} = 1300^{\circ}$ C; i 0,00558 dla $t_{3a} = 1400^{\circ}$ C [62]

Przedstawiona metoda pozwala, podobnie jak dla wszystkich badanych wcześniej układów wyznaczyć sprawność badanej elektrowni przy optymalnej części parowej układu w funkcji jedynie dwóch zmiennych: temperatury spalin na wylocie z komory spalania do turbiny gazowej (t_{3a}) i stosunku ciśnień w sprężarce powietrza (β_k). Zależności te pokazano na rys. 6.18 (zbudowanym na podstawie obliczeń takich jak przedstawionych na rysunkach 6.16 i 6.17 dla 10 MPa $\leq p_{3s}^{h} \leq$ 19 MPa). Z obliczeń wynika, że w przedziale zawierającym ekstremum funkcji $\eta_{e|e-p}^{\circ} = f(\beta_{\kappa})$: $\Delta \eta_{e|e-p}^{\circ} < 0,0012$ przy $10,7 \le \beta_{\kappa} \le 16,5$ dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C i $\Delta \eta_{elg-p} < 0,0006 \text{ przy } 17 \le \beta_{\kappa} \le 23,1 \text{ dla } t_{3g} = 1400^{\circ} \text{C}.$

Wykorzystując obliczone charakterystyki $\eta_{elg-p} = f(\beta_{\kappa})$ dla $t_{3a} = \text{const}$, określa się maksymalną wartość tej funkcji (η_{elg-p}^{\max}) i konstruuje zależność $\eta_{elg-p}^{\max} = f(t_{3a})$. Zależność taką wyznaczono na rys.6.19 dla wszystkich badanych struktur elektrowni gazowo-parowych, a mianowicie:

a) z kotłem jednociśnieniowym,

- b) z kotłem dwucisnieniowym zarówno z, jak i bez przegrzewu międzystopniowego,
- c) z kotłem trójciśnieniowym z przegrzewem międzystopniowym.

Zwrócić należy uwagę, że wszystkie charakterystyki $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_k)$ są określone dla pewnego zestawu danych wejściowych (np. jedną z nich jest $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C lub 1300°C lub 1400 C). Do wyznaczenia badanych charakterystyk dla innego zestawu danych (np. dla $t_{3a} = 1250^{\circ}$ C) można również wykorzystywać algorytmy neuronowe [38, 73].







Rys. 6.17. Zależność $\eta'_{slg:p} = f(\beta_K)$ dla różnych wartości ciśnień pary wysokoprężnej i $t_{3a} = 1400^{\circ}$ C dla elektrowni gazowo-parowej z kotłem trójciśnieniowym i przegrzewem międzystopniowym Fig. 6.17. Relation $\eta'_{slg:p} = f(\beta_K)$ for various values of high-pressure steam and $t_{3a} = 1400^{\circ}$ C in a gas-and-steam power station with a triple pressure boiler and reheat



 Rys. 6.18. Sprawność wytwarzania energii elektrycznej w elektrowni gazowo-parowej z kotłem trójciśnieniowym i przegrzewem międzystopniowym przy maksymalnej sprawności części parowej
 Fig. 6.18. Efficiency of the production of electric energy in a gas-and-steam power station with a triple pressure boiler and reheat, with the maximum efficiency of the steam part





Rys. 6.19. Wpływ przyjęcia struktury badanego układu na sprawność maksymalną η elg.p. (1P – układ jednociśnieniowy, 2P – dwuciśnieniowy, 2PR – dwuciśnieniowy z przegrzewem, 3PR – trójciśnieniowy z przegrzewem)

Fig. 6.19. The effect of adapting the structure of the investigated system to the maximum efficiency $\eta^*_{elg.p.}$ (1P - single-pressure system, 2P - double-pressure system, 2PR - double-pressure system with a reheat, 3PR - triple pressure system with reheat)

6.3. Optymalne stosunki sprężu

Stosunek ciśnień w sprężarce prowadzący do maksymalnej wartości pracy jednostkowej wewnętrznej obiegu gazowo-parowego wyznacza się wykorzystując równanie (6.2). Pierwszą jego część określić można z zależności wyprowadzonych dla autonomicznej turbiny gazowej, np. (3.24) (podstawiając tam $\eta_{mK} = \eta_{mT} = 1$), część drugą zapisano w postaci:

$$\frac{N_{iTP}}{m_{1a}} = \frac{\left(1 + m_{og}^{-1}\right)}{1 + \gamma^{*}} \eta_{iTP} \eta_{KO} \left\{ \left(C_{p}\right)_{3a} \left(T_{3a} - T_{o}\right) - \left(\tilde{C}_{p}\right)_{T} T_{3a} \eta_{iT} \left[1 - \left(\sigma\beta_{K}\right)^{-\mu_{T}}\right] \right\}$$
(6.14)

Z warunku $\frac{dL_{w-p}}{d\beta_{\kappa}} = 0$ przy założeniu $\eta_{rrp} \cdot \eta_{\kappa o} = const$ wyznacza się stosunek sprężu prowadzący do maksymalnej wartości pracy jednostkowej wewnętrznej obiegu gazowo-

parowego:

$$\beta_{\kappa}^{opt(l_{w-\gamma})} = \left[\left(1 + m_{og}^{-1} \right) \frac{R_{T}}{R_{\kappa}} \frac{T_{3a} \eta_{i\kappa} \eta_{i\tau}}{T_{1a} \sigma^{\mu_{T}} \left(1 + \gamma^{*} \right)} \left(1 - \eta_{i\tau P} \eta_{\kappa O} \right) \right]^{\frac{1}{\mu_{\kappa} + \mu_{T}}}$$
(6.15)

Wykorzystując (3.32) i (6.15) znajdujemy związek pomiędzy stosunkami ciśnień w sprężarce prowadzącymi do maksymalnej pracy jednostkowej wewnętrznej turbiny gazowej i układu gazowo-parowego w postaci:

$$\beta_{K}^{opt(L_{R-P})} = \beta_{K}^{opt(L_{RG})} \cdot \left(1 - \eta_{iTP} \cdot \eta_{KO}\right)^{\frac{1}{\mu_{K} + \mu_{T}}}$$
(6.16)

Z powyższego wynika, że zawsze zachodzi $\beta_{\kappa}^{apt(L_{n-\rho})} < \beta_{\kappa}^{apt(L_{nU})}$. Stosunek ciśnień w sprężarce prowadzący do maksymalnej sprawności termicznej obiegu gazowo-parowego przy założeniu $\eta_{iTP}\eta_{KO} = const$ znajdujemy z (6.1) wykorzystując (6.14) oraz np. (3.25) (podstawiając tam $D_{I} = D_{2} = 1$).

$$\beta_{\kappa}^{opi(\eta_{q-p})} = \beta_{\kappa}^{opi(L_{q-p})} \left(1 - \frac{\eta_{ig-p}}{1 + \gamma^{*}}\right)^{-\frac{1}{\mu_{\kappa} + \mu_{\Gamma}}}$$
(6.17)

W tym wypadku łatwo można wykazać, że pomiędzy stosunkami ciśnień prowadzącymi do maksymalnej sprawności termicznej instalacji turbiny gazowej (zal.3.33) i układu gazowoparowego zachodzi związek

$$\beta_{\kappa}^{opl(\eta_{q-p})} = \beta_{\kappa}^{opl(\eta_{rrG})} \tag{6.18}$$

Stosunek ciśnień prowadzący do maksymalnej sprawności termicznej obiegów gazowoparowych można również wyznaczyć wykorzystując zależności (6.8) \div (6.10) i zakładając, że wielkość wyrażona tymi równaniami $N^{I}_{elTP} = const$. W ten sposób uzyskamy ponownie formuły (6.15) \div (6.18).

Wyznaczenie wartości sprężu zapewniającego ekstremum funkcji $L_{i_{kl}-\rho}^{*}$, $\eta_{el_{kl}-\rho}^{*} = f(\beta_{k})$ dla określonej t_{3a} jest niemożliwe w postaci zamkniętych formuł teoretycznych. W tym wypadku wartości sprężu zapewniającego maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej lub maksymalną pracę jednostkową znajdujemy numerycznie w trakcie tworzenia zależności pokazanych na rysunkach 6.4, 6.5, 6.12, 6.15 i 6.18. Postępując tak na rysunku 6.20 wyznaczono wpływ struktury elektrowni gazowoparowej na wartość sprężu gwarantującego $\eta_{elg-\rho}^{max}$ w funkcji temperatury wylotowej spalin z komory spalania. Spręż optymalny rośnie ze wzrostem t_{3a} dla wszystkich badanych struktur. Najmniejsze wartości sprężu charakteryzuje układ z kotłem jednociśnieniowym, największe z kotłem dwuciśnieniowym, układy z przegrzewem międzystopniowym znajdują się pośrodku. Dla $t_{3a} = 1150^{\circ}$ C spręże optymalne mieszczą się w przedziale 10,1 ÷13,6, który rośnie do 17,15 ÷ 24,9 dla $t_{3a} = 1400^{\circ}$ C.

Wpływ struktury chłodzenia i ilości powietrza użytego do chłodzenia na spręż optymalny ze względu na sprawność wytwarzania energii elektrycznej w układzie z kotłem jednociśnieniowym pokazano na rysunku 6.21 (linia ciągła dotyczy struktury chłodzenia z rys.3.12 - określanej jako II, przerywana - struktury chłodzenia z rys.3.11- określanej jako I). Wynika z niego, że wraz ze wzrostem zużycia powietrza do chłodzenia obniża się spręż optymalny, wpływ struktury chłodzenia na to obniżenie jest niewielki.







- Rys 6.21. Wpływ przyjęcia struktury chłodzenia oraz ilości powietrza użytego do chłodzenia na optymalny spręż β^{upr}_k dla elektrowni gazowo-parowej z kotłem jednociśnieniowym (- II struktura chłodzenia, --- I struktura chłodzenia)
- Fig. 6.21. The effect of adapting the cooling structure and mount of used air for cooling on the optimal compression $\beta^{a\mu}_{\kappa}$ in a gas-and-steam power station with a single-pressure boiler (-11 cooling structure, --- 1 cooling structure)

6.4. Przykłady analizy efektywności ekonomicznej

W rozdziale 4.6.1 pokazano metodologię określenia dopuszczalnej (granicznej) ceny paliwa. Postępując w sposób analogiczny, tj. wykorzystując równania (4.45) i (4.46) po podstawieniu w tym ostatnim $S_c = 0$ i $S_{el} = N_{el}T_{el}(1 - P_w)C_{el}^{min}$, otrzymujemy minimalną (graniczną) cenę sprzedaży energii elektrycznej [24, 65]:

$$C_{el}^{\min} = \frac{\sum_{t=0}^{t=N} \frac{\left[J + K_{F} + (K_{NP} + K_{obr} - L) + P_{d}\right]_{t}}{(1+r)^{t}}}{\sum_{t=0}^{t=N} \frac{\left[N_{el} \cdot T_{el}(1-P_{w})\right]_{t}}{(1+r)^{t}}}$$
(6.19)

Należy zwrócić uwagę, że z równania (6.19) wprost nie można wyznaczyć C_{el}^{min} , czego powodem jest uzależnienie kosztu podatku (P_d) od C_{el}^{min} , co wynika z równania (4.50) po podstawieniu do niego za S_c i S_{el} wartości podanych wyżej. Pierwsze trzy składniki

licznika zależności (6.19), tak jak w równaniu (3.104), określają inwestycyjny (k_J), paliwowy (k_F) oraz pozapaliwowy (k_{NP}) składnik kosztu wytwarzania energii elektrycznej w badanym układzie, i tak np. [65]:

$$k_{f} = \frac{\sum_{t=0}^{i=N} \frac{[J]_{t}}{(1+r)^{t}}}{\sum_{t=0}^{i=N} \frac{[N_{et} \cdot T_{et}(1-P_{w})]_{t}}{(1+r)^{t}}} \qquad \qquad k_{F} = \frac{\sum_{t=0}^{i=N} [K_{F}]_{t}}{\sum_{t=0}^{i=N} \frac{[N_{et} \cdot T_{et}(1-P_{w})]_{t}}{(1+r)^{t}}}$$
(6.20)

Całkowite nakłady inwestycyjne dla badanych układów wyznaczyć można jako iloczyn sumy kosztu zakupu urządzeń instalacji oraz współczynnika A uwzględniającego koszt budowy, podłączeń, budynków itp., tj. wg równania (4.64).W tym wypadku koszt zakupu układu składa się z cen zakupu: sprężarki (C_K), komory spalania(C_{KS}), turbiny gazowej (C_T), kotła odzyskowego (C_{KO}), turbiny parowej (C_{TP}), kondensatora (C_{KON}) oraz generatora (C_g). Pierwsze trzy wymienione składniki wyznaczamy z zależności podanych w rozdziale 3.7.1. Pozostałe składniki wyrażone w USD wyznaczyć można dla elektrowni gazowo-parowej z kotłem jednociśnieniowym z równań [1, 49, 50]:

$$C_{KO} = C_3 \cdot \left[\left(\frac{Q}{\Delta t_m} \right)_{EK}^{0.8} + \left(\frac{Q}{\Delta t_m} \right)_{PAR}^{0.8} + \left(\frac{Q}{\Delta t_m} \right)_{PRZ}^{0.8} \right] + C_4 \cdot m_{4a}^{1.2} + C_5 \cdot m_{1s}$$
(6.21)

$$C_{TP} = C_6 \cdot m_{1s} \left(\frac{T_{3s}}{p_{3s}}\right)^{-0.05} p_{4s}^{0.75} \cdot \left(\frac{\eta_{iP}}{1 - \eta_{iP}}\right)^{0.9}$$
(6.22)

$$C_{KON} = C_7 \left(\frac{Q}{\Delta t_m}\right)_{KON}$$
(6.23)

gdzie: m, T_{sp} , – strumień masy wyrażony w kg/s, temperatura w K i ciśnienie w MPa w punktach zaznaczonych na rys. 5.1 (indeks dolny), Δt_m , Q – średnie logarytmiczne różnice temperatur i strumień ciepła w kW przekazywany czynnikowi w: podgrzewaczu kotła (indeks *EK*), parowaczu (indeks *PAR*), przegrzewaczu (indeks *PRZ*), kondensatorze (indeks *KON*), C_3+C_7 – stałe, η_{iP} - sprawność wewnętrzna turbiny parowej.

Szczegółowe obliczenia minimalnej ceny sprzedaży energii elektrycznej wykonano dla elektrowni gazowo-parowej z kotłem jednociśnieniowym z rys. 5.1 [24, 65]. Parametry termodynamiczne badanego układu są określone w rozdziale 5.1.1 i 6.2. Moc elektryczną (znamionową) założono $N_{el} = 70$ MW, przyjęto, że układ pracuje z tą samą mocą w czasie $T_{el} = 8000$ h/rok i eksploatowany jest przez 15 lat, założono $P_w = 0.05$.

Nakłady inwestycyjne wyznaczono przyjmując: A = 1,78, $C_1 = 1,051$, $C_2 = 1,207$, $C_3=3650$, $C_4 = 658$, $C_5 = 11820$, $C_6 = 2577020$, $C_7 = 138,4$, $C_8 = 2628120$, 1 USD = 4,16 zł.

Założono, że elektrownia przedstawiona na rys. 5.1 budowana jest przez okres 2 lat, ze środków własnych inwestora $(0, 2 \ J)$ oraz kredytu bankowego $(0, 8 \ J)$, przy czym w pierwszym roku budowy wydatkowano 0,4 J (w tym całość środków własnych). Realne oprocentowanie kredytu ustalono na poziomie 11,1%, rodzaj kredytu - annuitowy, czas spłaty kredytu 10 lat. Stopę dyskonta r = 0,096 wyznaczono opierając się na średnioważonym koszcie kapitału, stopa podatku od zysku jest równa 0,22. Koszt paliwa wyznaczono dla jednostkowej ceny paliwa zgodnej z aktualnym cennikiem PGNiG SA [110], z kolei koszt amortyzacji określono na podstawie średniej stawki amortyzacji równej 7%.

W obliczeniach uwzględniono zmianę kapitału obrotowego [26], wartość likwidacyjną przedsiębiorstwa, założono, że pozapaliwowe koszty wytwarzania produkcji stanowi suma kosztów obsługi (K_o) i remontów (K_r). W szczególności przyjęto $K_0 = 651,3$ tys.zł. [33], $L = 0,2 \ J, K_r = k_r \ J$ ($k_r = t \ 0,005$ dla $1 \le t \le 5$ lub $k_r = 0,025$ dla t > 5, gdzie t – kolejny rok eksploatacji).

Rezultaty obliczeń minimalnej ceny sprzedaży energii elektrycznej C^{min} pokazano dla różnych t_{3a} w postaci zależności $C^{min} = f(\beta_K)$ na rys.6.22a [24,65]. Na rys.6.22 b i c pokazano składową paliwową i inwestycyjną kosztu wytworzenia energii elektrycznej dla różnych t_{3a} . Na rys.6.23 pokazano wpływ ceny paliwa gazowego, ekwiwalentnego czasu pracy oraz nakładów inwestycyjnych na C^{min} dla wybranej t_{3a} ($t_{3a}=1200^{\circ}$ C). Tym razem obliczenia przedstawiono w postaci zależności $C^{min}=f(\eta^{*}_{elg-p})$, i tak linią cienką ciągłą pokazano obliczenia odniesienia (te same, co na rys.6.22), linia kropkowa dotyczy obniżenia ceny jednostkowej paliwa o 10% od wyznaczonej z cennika [110] (oznaczona jako 0.9 C_P), linia przerywana wyznaczona jest dla A=1,958 (nakłady inwestycyjne zwiększone o 10%), linia gruba ciągła określona jest dla $T_{el}=7200$ h/rok (czas pracy obniżono o 10%).



124-120

21

1400°C

26 BK 31

k,70

60

50

40

30

c)

6

11

16

[2I/MV



Rys. 6.22. Minimalna cena sprzedaży energii elektrycznej (a) i jej składowa paliwowa (b) oraz składowa inwestycyjna (c)
Fig. 6.22. Minimal sale price of electric energy (a) and its fuel component (b) and investment component (c)



Rys. 6.23. Wpływ wybranych parametrów na minimalną cenę sprzedaży energii elektrycznej dla temperatury na dolocie do turbiny t_{3a} =1200°C

Fig. 6.23. The influence of selected parameters on the minimum sale price of the electric energy with a temperature at the inlet to the turbine $t_{3a}=1200^{\circ}C$

Poniżej przedstawiono założenia i rezultaty obliczeń dopuszczalnej ceny paliwa zgodnie z metodologią z rozdziału 4.6.1 dla elektrowni gazowo-parowej [62]. Do badań wybrano układ z kotłem trójciśnieniowym z rozdziału 6.2 o mocy N_{el} = 434,6 MW i η^*_{elg-p} = 0,5722. Wyznaczono kolejne składniki równania (4.51):

- a) wpływy ze sprzedaży energii elektrycznej z zależności $S_{el} = N_{el} T_{el} C_{el}$,
- b) wartość likwidacyjną jako sumę 25% nakładów inwestycyjnych i wartości kapitału obrotowego w ostatnim roku eksploatacji,
- c) pozapaliwowe koszty wytwarzania produkcji (K_{NP}) jako suma kosztów obsługi i kosztów remontów. Koszty remontu $K_r = J k_r$, gdzie $k_r = 0,0025 t$ dla $1 \le t \le 10$ i $k_r = 0,025$ dla t > 10 (gdzie:t-kolejny rok eksploatacji),
- d) podatek dochodowy zgodnie z formułą (4.50) przyjmując:
 - średnią stawkę amortyzacji 7%,
 - odsetki od kredytu dla: udziału kredytu w nakładach inwestycyjnych 75%, rodzaj kredytu – annuitowy, realne oprocentowanie kredytu 12,2%, liczba lat spłaty 10,
 - stopę podatku od zysku równa 28% w 1 roku eksploatacji, 26% w drugim, 24 w trzecim, 22 w czwartym i następnych latach eksploatacji,
- e) zmianę kapitału obrotowego zgodnie z [36],
- f) całkowite nakłady inwestycyjne określono jako iloczyn mocy układu (N_{el}) i jednostkowych nakładów inwestycyjnych (i_x) .

Do obliczeń ponadto przyjęto: stopę dyskonta r = 12%, okres budowy elektrowni 1 rok, okres eksploatacji 20 lat.

Obliczenia C_p^d przeprowadzono przyjmując jako zmienne:

- jednostkowe nakłady inwestycyjne -	550 USD/kW $\leq i_x \leq 1100$ USD/kW,
- cenę sprzedaży energii elektrycznej -	40 USD/MWh $\leq C_{el} \leq$ 52,5 USD/MWh,
- roczny czas pracy z mocą N _{el} -	$T_{el} = 7800 \text{ h /rok lub 8400 h /rok.}$

Rezultatem obliczeń są charakterystyki $C_p^d = f(i_x)$ i $C_p^d = f(C_{el})$ [62]. Zależność dopuszczalnej ceny paliwa od jednostkowych nakładów inwestycyjnych (obliczona dla trzech wybranych cen sprzedaży energii elektrycznej: 40, 45, 50 USD/MWh oraz dwóch rocznych czasów pracy 7800,8400 h/rok) może być aproksymowana równaniem $C_p^d = m i_x + b$, przy czym: m =constans (m < 0) dla $T_{el} =$ const, z kolei b zależy od C_{el} i rośnie ze wzrostem C_{el} .

- 183 -

Zależność $C_p^{d} = f(C_{el})$ dla $i_x = 550,700,850$ USD/kW oraz $T_{el} = 7800,8400$ h/rok można zapisać $C_p^{d} = m_l C_{el} + b_l$, przy czym z obliczeń wynika m_l =constans (m_l >0), z kolei b_l rośnie wraz ze zmniejszeniem się i_x lub wzrostem T_{el}

W wyznaczonych równaniach jednostką C_p^{d} jest USD/GJ, jednostką i_x jest USD/kW, a jednostką C_{el} jest USD/MWh. Współczynniki równań przyjmują wartości: m = -0,0029 dla $T_{el} = 8400$ h/rok, m = -0,0031 dla $T_{el} = 7800$ h/rok, b = 7,93 dla $C_{el} = 50$, b = 7,14 dla $C_{el} = 45$, b = 6,34 dla $C_{el} = 40$, $m_l = 0,1593$, $b_l = -1,614$ dla $i_x = 550$ i $T_{el} = 8400$ h/rok, $b_l = -1,738$ dla $i_x = 550$ i $T_{el} = 7800$ h/rok, $b_l = -2,046$ dla $i_x = 700$ i $T_{el} = 8400$ h/rok, $b_l = -2,203$ dla $i_x = 700$ i $T_{el} = 7800$ h/rok, $b_l = -2,478$ dla $i_x = 850$ i $T_{el} = 8400$ h/rok, $b_l = -2,668$ dla $i_x = 850$ i $T_{el} = 7800$ h/rok.

6.5. Podsumowanie

- W zakresie prowadzonych obliczeń elektrowni gazowo-parowych charakterystyki: sprawności termicznej elektrowni i pracy jednostkowej wewnętrznej [przy optymalnej części parowej układu, tj. η_{elg-p}, L_{ig-p} = f(β_K)] w funkcji stosunku ciśnień posiadają ekstrema. Podobnie jak w przypadku autonomicznej turbiny gazowej, tak i dla układu z kotłem jednociśnieniowym spręż gwarantujący maksymalną sprawność jest większy niż prowadzący do maksymalnej wartości pracy jednostkowej.
- Przebieg charakterystyk badanych elektrowni η^{*}_{elg-p} = f(β_κ) w zakresie bardzo dużych temperatur na wlocie do kotła t_{4a} (małych wartości β_κ) zależy od przyjętej metodologii określania sprawności wytwarzania energii elektrycznej w części parowej. Dla takich temperatur metodologia określona jako II w analizie części parowej układów (rozdział 5) skutkuje wyższymi wartościami sprawności w części parowej i w konsekwencji większymi η^{*}_{elg-p}. W zakresie najczęściej stosowanych temperatur t_{4a} obydwie stosowane metodologie obliczeń prowadzą do tych samych charakterystyk η^{*}_{elg-p} = f(β_κ).

Wyznaczone charakterystyki $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_{\kappa})$ dla wszystkich badanych struktur elektrowni gazowo-parowych są stosunkowo płaskie, szczególnie w przedziale zawierającym ekstremum, tym bardziej, im wyższa jest temperatura t_{3a} . Przedział stosunków ciśnień w sprężarce, w którym zmiana wartości wyznaczonych charakterystyk jest mniejsza od 0,06 punkta procentowego (dla $t_{3a} = 1400^{\circ}$ C) lub od 0,12 punkta procentowego (dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C) zestawiono poniżej.

Tablica 6.1

Zakres stosunków ciśnień w sprężarce, w którym występują niewielkie zmiany sprawności badanych układów

Rodzaj układu	$t_{3a} = 1200^{\circ}\mathrm{C},$	$t_{3a} = 1400^{\circ}$ C,
	$\Delta \eta^*_{elg-p} < 0,0012$	$\Delta \eta^{\bullet}_{elg-p} < 0,0006$
1- ciśnieniowy	$9 \le \beta_{\kappa} \le 14$	$14 \le \beta_K \le 20$
2- ciśnieniowy	$14 \le \beta_{\kappa} < 17,7$	$21 \le \beta_{\kappa} \le 29$
2- ciśnieniowy z przegrzewem	$11,5 \le \beta_{\kappa} \le 17,6$	$16,8 \le \beta_K \le 22,8$
3- ciśnieniowy z przegrzewem	$10,7 \le \beta_{\kappa} \le 16,5$	$17 \le \beta_{\kappa} \le 23,1$

- Z powyższego wynika, że stosunek ciśnień prowadzący do sprawności zbliżonej do maksymalnej można dobierać z szerokiego przedziału, pod warunkiem jednak, że pozostałe parametry są właściwie dobrane. Niewłaściwy dobór stosunku strumienia pary do strumienia paliwa lub ciśnienia pary spowodować może znaczące obniżenie sprawności wytwarzania energii elektrycznej w badanym układzie. Ilustracją tego mogą być w pierwszym przypadku rysunki 6.6 i 6.7 w drugim rysunki 6.16 i6.17.
- Układy z przegrzewem międzystopniowym umożliwiają zastosowanie wysokich wartości ciśnień pary wysokoprężnej (p^h_{3s}). W tym wypadku wraz ze wzrostem tego ciśnienia zależności η^{*}_{clg-p} = f(β_K) dla p^h_{3s} = const (t_{3a} =const) osiągają maksimum przy coraz mniejszych stosunkach ciśnień w sprężarce. Ogólnie można stwierdzić, że dla badanych układów z przegrzewem międzystopniowym wpływ ciśnienia p^h_{3s} na maksymalna sprawność nie jest zbyt duży, wyraźnie większy jednak w przypadku układu trójciśnieniowego niż dwuciśnieniowego. Wraz ze wzrostem t_{3a} (dla układu dwuciśnieniowego od ~1250°C, dla trójciśnieniowego w całym badanym przedziale zmienności t_{3a}) wzrost p^{*}_{3s} (10 MPa≤ p^h_{3s} ≤ 19 MPa) powoduje coraz większy przyrost maksymalne i sprawności układu.
- Wykorzystując wyznaczone charakterystyki $\eta_{e^{lg-p}}^* = f(\beta_k)$ określono przedstawioną na rysunku 6.19 maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej dla wszystkich badanych struktur elektrowni w funkcji temperatury t_{3a} . W każdym

przypadku następuje przyrost η_{elg-p}^{\max} wraz ze wzrostem t_{3a} . Lepsze współczynniki korelacji uzyskano aproksymując $\eta_{elg-p}^{\max} = f(t_{3a})$ równaniem logarytmicznym niż liniowym. Równania te przyjmują kolejno postać dla badanych układów: 1) z kotłem trójciśnieniowym z przegrzewem międzystopniowym (oznaczanym: 3PR) $\eta_{elg-p}^{\max} = 0.22488 ln t_{3a} - 0.10563$ (gdzie: t_{3a} -bezwymiarowa temperatura równa liczbowo wartości t_{3a} wyrażonej w °C, $R^2 = 0.9992$) $\eta_{elg-p}^{\max} = 0.1767 \cdot 10^{-3} \cdot t_{3a} + 0.32598$ ($R^2 = 0.9968$) 2) z kotłem dwuciśnieniowym z przegrzewem międzystopniowym (2PR) $\eta_{elg-p}^{\max} = 0.23132 ln t_{3a} - 0.11185$ ($R^2 = 0.9998$)

$$\eta_{elg-p}^{max} = 0,1818 \cdot 10^{-3} \cdot t_{3a} + 0,30324 \qquad (R^2 = 0,9998)$$

3) z kotłem dwuciśnieniowym (oznaczanym 2P)

 $\eta_{\mu_{R-p}}^{m_{m_{R-p}}} = 0,23261 lnt_{3a} - 0,1129$

- $\eta_{alar,p}^{max} = 0.1946 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{t}_{3a} + 0.28525$ ($R^2 = 0.9889$)
- 4) z kotłem jednociśnieniowym (oznaczanym 1P)

$$\eta_{elg-p}^{max} = 0,27329 ln t_{3a} - 0,14309 \qquad (R^2 = 0,9988)$$

 $\eta_{elg-p}^{max} = 0.2289 \cdot 10^{-3} \cdot t_{3u} + 0.23045$ ($R^2 = 0.9932$)

 Różnica wyznaczonych wyżej maksymalnych sprawności elektrowni z rozbudowaną strukturą i układu z kotłem jednociśnieniowym zmniejsza się ze wzrostem temperatury spalin na wylocie z komory spalania.

 $(R^2 = 0.9966)$

Dla $t_{3a} = 1150^{\circ}$ C różnica η_{elg-p}^{max} pomiędzy układami 3PR a 1P wynosi ~3,19 punkta procentowego, z kolei pomiędzy układami 2P (lub 2PR) a 1P jest równa ~1,55 punkta procentowego.

Dla $t_{3a} = 1400^{\circ}$ C różnice te wynoszą:

- a) ~2,5 punkt procentowego pomiędzy układem 3PR a 1P,
- b) ~0,97 punkt procentowego pomiędzy układem 2PR a 1P,
- c) ~0,66 punkt procentowego pomiędzy układem 2P a 1P.

Różnice η_{elg-p}^{\max} pomiędzy układami dwuciśnieniowym z przegrzewem i bez są nieznaczne, korzyści z zastosowaniem przegrzewu są widoczne dopiero przy bardzo wysokich temperaturach t_{3a} .

- Zwiększenie zużycia powietrza do chłodzenia układu łopatkowego turbiny gazowej przyczynia się do wyraźnego zmniejszenia sprawności wytwarzania energii elektrycznej w układzie gazowo-parowym i jednocześnie obniża optymalny ze względu na sprawność spręż, działa więc w tym samym kierunku, co obniżenie temperatury spalin za komorą spalania.
- Przy zużyciu powietrza chłodzącego wynoszącym 10% strumienia powietrza na włocie do sprężarki strata sprawności maksymalnej wytwarzania energii elektrycznej w układzie gazowo-parowym z kotłem jednociśnieniowym dla temperatury spalin za komorą spalania $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C wynosi ~2,1 lub ~2,5 punkta procentowego w zależności od przyjętej struktury chłodzenia (wartość większa dotyczy przypadku, kiedy cały strumień powietrza chłodzącego pobierany jest z wylotu sprężarki - jest to tzw. I struktura chłodzenia pokazana na rys.3.11). Dla temperatury $t_{3a} = 1400^{\circ}$ C wymieniona strata wynosi ~1,9 lub 2,2 punkta procentowego. Wartość dla innych temperatur t_{3a} jak również dla $\gamma_{ch} = 7\%$ można odczytać z rysunku 6.10. Stracie sprawności maksymalnej towarzyszy obniżenie odpowiadającego jej stosunku ciśnień dla $t_{3a} = 1200^{\circ}$ C o 1,75 lub 2 i dla $t_{3a} = 1400^{\circ}$ C o 1,88 lub 2,22 (wartości większe podobnie jak dla sprawności dotyczą I struktury chłodzenia).
- Układ gazowo-parowy z kotłem jednociśnieniowym i niechłodzoną turbina gazową przy t_{3a} = 1200°C ma taką samą (w przybliżeniu) maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej (η^{max}_{elg-p}), co układ z turbiną chłodzoną wg rys.3.11 przy γ_{ch} = 10%, dla temperatury spalin za komorą spalania t_{3a} = 1300°C. Taka sama równość sprawności następuje dla układu niechłodzonego przy t_{3a} = 1300°C i układu chłodzonego wg rys. 3.12 przy t_{3a} = 1400°C i γ_{ch} = 10%.
- Uwzględnienie zmniejszenia sprawności wewnętrznej stopnia turbiny chłodzonej do niechłodzonej powoduje poza podanymi wyżej stratami bezpośrednio związanymi z procesem chłodzenia dalsze obniżenie charakterystyk η_{elg-ρ} = f(β_κ) dla t_{3a} = const, szczególnie pogłębiające się ze wzrostem β_κ. Tym samym zmniejsza się wartość maksymalna wymienionej funkcji., tak np. dla t_{3a} = 1200°C o ok. 0,38 punkta procentowego przy γ_{ch} = 10%, zwiększając w ten sposób straty podane wyżej.

Analizy efektywności ekonomicznej elektrowni gazowo-parowych dokonać można również poprzez wyznaczenie dopuszczalnej ceny paliwa lub minimalnej ceny sprzedaży energii elektrycznej. Wykorzystując związki pomiędzy nakładami inwestycyjnymi a parametrami termodynamicznymi badanych układów (np. zależności (3.89) ÷ (3.91) i (6.21) ÷ (6.24)) oraz wyznaczone charakterystyki η_{elg-p} = f(β_K) określić można zależności C_{el}^{min} = f(β_K) dla t_{3a} = const.

Szczegółowe obliczenia tych ostatnich wykonano dla elektrowni z kotłem jednociśnieniowym, pozwalają one sformułować następujące wnioski:

- 1. Maksymalna sprawność wytwarzania energii elektrycznej oraz minimalna cena sprzedaży tej energii przy tej samej temperaturze na dolocie do turbiny(t_{3a}) osiągane są dla różnych wartości stosunków ciśnień (β_{κ}).
- 2. Wraz z rozwojem technologii wykonania turbiny gazowej, co jest równoznaczne ze wzrostem t_{3a} , zwiększa się maksymalna sprawność wytwarzania energii elektrycznej i spada minimalna cena sprzedaży tej energii. Dla typowej aktualnie t_{3a} =1200°C maksymalna wartość $\eta^*_{elp-g} = 0,5079$, a minimalna wartość $C^{min}_{el} = 162,9$ zł/MWh, z kolei dla t_{3a} = 1400°C maksymalna wartość $\eta^*_{elg-p} = 0,5472$, a minimalna wartość $C^{min}_{el} = 156$ zł/MWh.
- 3. O stosunkowo wysokiej wartości C_{el}^{min} w znaczącej mierze decyduje składowa paliwowa. Istotnego zmniejszenia C_{el}^{min} należy poszukiwać głównie w obniżeniu jednostkowej ceny paliwa gazowego.
- 4. Przebieg składowej paliwowej jest w szerokim zakresie zmian $\beta_{\rm K}$ stosunkowo płaski, z kolei składowa inwestycyjna jest funkcją paraboliczną ($a \beta_{\rm K}^2$ - gdzie a rośnie wraz ze zmniejszeniem t_{3a}). W ten sposób udział składowej inwestycyjnej w C_{st}^{mun} staje się znaczący dla dużych wartości $\beta_{\rm K}$.
- 5. Zmiana jednej z wartości: ceny jednostkowej paliwa, nakładów inwestycyjnych, ekwiwalentnego rocznego czasu pracy - o 10% względem przyjętych do obliczeń, skutkuje największą zmianą C_{el}^{min} w przypadku zmiany ceny jednostkowej paliwa, a najmniejszą zmianą C_{el}^{min} w przypadku zmiany nakładów inwestycyjnych.

7. UWAGI KOŃCOWE

Turbiny gazowe odgrywają istotną rolę w wielu gałęziach przemysłu, transporcie oraz w szczególności w energetyce. Stosowanie turbin gazowych w układach wytwarzania energii elektrycznej i ciepła wiąże się najczęściej z koniecznością ich zabudowania w układach hierarchicznych. Spośród wielu możliwych układów z turbinami gazowymi w pracy skupiono uwagę na instalacji turbin gazowych z kotłem odzyskowym i elektrowniach gazowoparowych.

O możliwości zastosowania turbin gazowych w gospodarce decyduje analiza ekonomiczna, w tym zakresie stosuje się powszechnie obowiązujące miary oceny efektywności ekonomicznej. Przy wykorzystaniu turbin w energetyce szczególnie przydatne są opracowane metodologie wyznaczenia granicznej ceny: zakupu paliwa i sprzedaży energii oraz ich składników. Wielkości te wyznaczone "na dzisiaj" dla autonomicznej turbiny gazowej nie pozostawiają marginesu dla możliwości jej wykorzystania w energetyce. Nie zmienia to faktu, że charakterystyki termodynamiczne autonomicznej turbiny gazowej są podstawowe dla analizy możliwości jej zastosowania do innych układów. Przedstawione w pracy metody ich modelowania zmierzają w kierunku możliwie dokładnego wyznaczenia tych charakterystyk. Z tego punktu widzenia ważne są przeprowadzone analizy wpływu ilości powietrza użytego do chłodzenia i struktury układu chłodzącego na przebieg tych charakterystyk. Ważne jest także badanie wpływu niewielkich zmian wybranych wielkości na przebieg wspomnianych charakterystyk i spręż optymalny. Wyprowadzone w tym zakresie zależności (szczególnie dla układu z regeneracją) i opracowane wykresy (np. rys.3.7-3.10) stanowić moga uzupełnienie informacji podawanych w literaturze przedmiotu.

W trakcie analizy układu, w skład którego wchodzi turbina gazowa (zarówno bez, jak i z regeneracją) i kocioł odzyskowy, zaproponowano i wprowadzono współczynniki pozwalające określić zmiany charakterystyk sprawności i pracy jednostkowej oraz innych wielkości termodynamicznych w stosunku do instalacji turbiny pracującej autonomicznie. Wyznaczono tutaj analitycznie i obliczono współczynniki zmniejszenia mocy i sprawności oraz wzrost ciepła użytecznego możliwego do przekazania w kotle. Przedstawiono również dodatkowe miary oceny efektywności energetycznej dla badanych układów: sprawności cząstkowe i całkowitą, wskaźnik oszczędności energii chemicznej paliwa, wskaźnik będący stosunkiem strumienia ciepła do wielkości mocy. Szczegółowe badania ostatniej wielkości, jak i wyprowadzone zależności i obliczone wartości optymalnego sprężu ze względu na

- 191 -

- 190 -

wymienione dodatkowe miary, są ważnym uzupełnieniem dotychczas prowadzonych analiz dla rozpatrywanych układów.

Ważnym aspektem badania układów gazowo-parowych jest dobór optymalnych parametrów w części parowej układu. Jako kryterium doboru wybrano maksymalizacje sprawności wytwarzania energii elektrycznej w tej części układu. Badania tej wielkości prowadzono przez analize sprawności termicznej obiegu parowego i kotła. Zaproponowano i opracowano szczegółowo dwie metodologie badań. Ważne są dla nich sformułowane założenia i warunki narzucone na parametry w charakterystycznych punktach obiegu. W metodologii określonej jako pierwsza (I) minimalna różnica temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami a wodą jest stała i równa założonej wartości (Δt_{pp}), w metodologii drugiej (II) jest od niej większa lub równa. Wymaga to wprowadzenia jako danej stosunku strumieni pary i paliwa dla II metodologii. Dla obydwu metodologii określone są graniczne parametry dotyczące: temperatury spalin i stopnia suchości pary. Opracowane metodologie moga posłużyć do badań układu jedno-, jak i wielopreżnego. Metodologia II wymaga większego czasu obliczeniowego, szczególnie dla układów wielopreżnych, w tym wypadku można również korzystać z gotowych procedur optymalizacji funkcji wielu zmiennych. Opracowane metodologie pozwalają głownie wyznaczyć optymalną sprawność części parowej i odpowiadające jej parametry pary. Przeprowadzone szczegółowe analizy rozwiązań i wyników obliczeń wspomnianych wielkości wskazują na możliwość grupowania ich w kilku przedziałach stosunków ciśnień turbiny gazowej. Dokładne rezultaty zawarte sa w podsumowaniach rozdziału 5.1 i 5.2. W zakresie najczęściej występujących wartości β_{κ} obydwie metodologie prowadza do tych samych rezultatów. Łącznie jednak pozwalają na szerszy obszar badań niż każda z nich osobno. Opracowane metodologie wykorzystać można również (rozdział 5) do porównania różnych układów i struktur oraz analizy wpływu minimalnej różnicy temperatur w parowaczu pomiędzy spalinami i woda na parametry optymalne w części parowej.

Umiejętność wyznaczania charakterystyk sprawności i pracy jednostkowej jest ważnym aspektem badań elektrowni gazowo-parowych. W pracy przedstawiono różne metody wyznaczania tych charakterystyk przy optymalnej części parowej, oparte na wymienionych wyżej metodologiach określania optymalnych parametrów w części parowej lub poszukiwaniach maksymalnej mocy turbozespołu parowego odniesionej do strumienia spalanego paliwa. W zakresie najczęściej stosowanych temperatur na wylocie z turbiny gazowej (tj. najczęściej występujących wartościach β_K przy zadanej temperaturze spalin na wylocie z komory spalania) prowadzą one do tych samych rezultatów. Opracowane procedury i programy obliczeniowe umożliwiają badanie różnych struktur elektrowni, zarówno z kotłem odzyskowym jednociśnieniowym, jak i dwuciśnieniowym (z przegrzewem międzystopniowym i bez niego) oraz z kotłem trójciśnieniowym z przegrzewem międzystopniowym. Umożliwiają one również badanie wpływu wybranych parametrów na przebieg wyznaczanych charakterystyk, a także analizę wpływu przyjęcia struktury chłodzenia oraz ilości powietrza użytego do chłodzenia na sprawność i spręż optymalny. Wiele szczegółowych wniosków w tym zakresie sformułowano w podsumowaniu rozdziału 6. Porównanie badanych układów przeprowadzono wyznaczając maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej i odpowiadający jej spręż w funkcji temperatury na wylocie z komory spalania. Połączenie programów do wyznaczania charakterystyk sprawności i analizy ekonomicznej umożliwia wyznaczenie dopuszczalnej ceny paliwa czy minimalnej ceny sprzedaży energii elektrycznej, w tym również jako funkcji stosunku ciśnień i maksymalnej temperatury obiegu.

LITERATURA

- Agazzani A., Massardo A.F.: A Tool for Thermoeconomic Analysis and Optimization of Gas, Steam and Combined Plants. Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1997, Vol 119, s. 885-892.
- Aleksandrow A.A., Grigoriew B.A.: Tablicy tiepłofiziczeskich swojstw wody i wodianogo para. Izdatielstwo MEI, Moskwa 1999.
- Arsieniew Ł.W. i inni: Gazoturbinnyje ustanowki. Izdatielstwo Maszinostrojenie, Leningrad 1978.
- Badyga K., Chmielniak T., Kotowicz J., Lewandowski J., Miller A. i inni: Proekologiczne technologie dla rekonstrukcji i modernizacji elektrowni oraz elektrociepłowni. Tom II. Izba Gospodarcza Energetyki i Ochrony Środowiska. Warszawa 2000.
- Baehr H.D., Diederichsen Chr.: Berechnungsgleichungen f
 ür Enthalpie und Entropie der Komponenten von Luft und Berbrenungsgasen. BWK 40, 1-2, 1988.
- 6. Bartnik R.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w układach gazowo-parowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka, z.136, Gliwice 2002.
- Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M.: Thermal design and optimization. A Wiley Intersciense Publication, John Wiley and Sons Inc, New York 1996.
- 8. Black L.T., Tarquin A.J.: Engineering economy, 4 th edition, McGrow-Hill, New York 1998.
- Brealey R.A., Myers S.C.: Principles of corporate finanse. 4th edition, McGrow-Hill Inc, New York 1991.
- Carvalho F.R., Noguiera L.A.: Thermoeconomic Studies Applied to Maintenance of Power Plants. Materiały ECOS'96, Stockholm s. 91-97, June 1996.
- Cerri G.: Parametric Analysis of Combined Gas-Steam Cycles. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 109, January 1987.
- 12. Chmielniak T.: Obiegi termodynamiczne turbin cieplnych, Ossolineum, Wrocław 1988.
- Chmielniak T.: Maszyny przepływowe. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- 14. Chmielniak T.: Turbiny cieplne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998.

- 15. Chmielniak T.: Skojarzona produkcja ciepła i energii elektrycznej w jedno- i dwupaliwowych układach gazowo-parowych. Materiały Konferencji GAZTERM'98, Międzyzdroje, 18+20.05.1998.
- 16. Chmielniak T., Kosman G.: Obciążenia cieplne turbin parowych. WNT, Warszawa 1990.
- Chmielniak T., Kosman G., Łukowicz H.: System programów obliczeniowych dla analizy warunków brzegowych wymiany ciepła w turbinie. Opracowanie IMiUE w ramach CPBR 5.1. Gliwice 1988.
- 18. Chmielniak T., Kotowicz J.: Wpływ wybranych parametrów na sprawność układu parowo-gazowego. Koks, Smoła, Gaz, Nr 12, 1990.
- 19. Chmielniak T., Kotowicz J. i inni: Układ parowo-gazowy zintegrowany z częściowym zgazowaniem węgla. Gospodarka Paliwami i Energią, nr 10, 1994, s.7-11.
- Chmielniak T., Kotowicz J.: Wpływ wybranych parametrów termodynamicznych na sprawność układu parowo-gazowego. Materiały I Międzynarodowego Sympozjum Węgiel i Energia, 5-6.09.1990, Bielsko-Biała.
- 21. Chmielniak T., Kotowicz J.: Analysis of combined gas-steam cycles with supplementary firing. Archiwum Energetyki, Nr 3-4, 1997, s.71-83.
- Chmielniak T., Kotowicz J.: Badanie sposobów modernizacji Elektrociepłowni Zakładów Chemicznych Organika-Sarzyna. Opracowanie IMiUE dla Zakładów Chemicznych Organika-Sarzyna, Gliwice 1997 (NB-304/RIE-5/96).
- Chmielniak T., Kotowicz J.: Modelowanie układów parowo-gazowych. Przegląd zagadnień i wyników obliczeń. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka, z.127, 1999, s. 119-135.
- Chmielniak T., Kotowicz J.: Optymalizacja wybranych parametrów elektrowni gazowoparowej. Materiały XVII Zjazdu Termodynamików. Prace naukowe, Konferencje. z. 22 Politechnika Warszawska, Warszawa 2002, s. 207-218.
- 25. Chmielniak T., Kotowicz J.: Ekonomiczne uwarunkowania zastosowania gazu w elektroenergetyce i kogeneracji. Materiały konferencyjne "Gaz ziemny dla energetyki i ciepłownictwa", Exbud-Kielce, 11-12.10.2000.
- 26. Chmielniak T., Kotowicz J.: Strategia kierunków inwestowania PGNiG oparta o analizę potencjalnych możliwości efektywnego wykorzystania gazu w energetyce. Opracowanie IMiUE Politechniki Śląskiej dla PGNiG S.A., Gliwice, sierpień 2000.
- 27. Chmielniak T., Kotowicz J.: Technical and Economical Analysis of a Combined Heat and Power Generating Plant with a Small Gas Turbine. The Second International Scientific

Symposium on Technical, Economical and Environmental Aspects of Combined Cycle Power Plants. COMPOWER 2000, Gdańsk, 23 ÷ 24 November 2000, s. 91 ÷ 102.

- 28. Chmielniak T., Kotowicz J.: Technical and economical effectiveness of small-scale cogenerations plants based on reciprocating engines or gas turbine systems. II International Scientifically Technical Conference: EXPLO-DIESEL & GAS TURBINE'01. Gdańsk-Międzyzdroje-Kopenhaga, April 23÷27, 2001, Vol. I, s. 61÷72.
- 29. Chmielniak T., Kotowicz J.: Wpływ wybranych parametrów na efektywność elektrociepłowni z turbiną gazową. V Konferencja: Problemy badawcze energetyki cieplnej. Warszawa 4÷7 grudnia 2001. Prace naukowe – Mechanika z. 190, Politechnika Warszawska, Warszawa 2001, s. 41÷52.
- Chmielniak T., Kotowicz J.: Wpływ wybranych parametrów na efektywność wytwarzania energii elektrycznej w prostej instalacji turbiny gazowej. Prace naukowe – monografie – konferencje, z. 8, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, Politechnika Śląska, Gliwice 2002, s. 81-92.
- Chmielniak T., Kotowicz J.: Metody doboru optymalnych parametrów instalacji turbin gazowych. Prace naukowe – monografie – konferencje, z. 9, Wydział IŚiE, Politechnika Śląska, Gliwice 2002.
- 32. Chmielniak T., Kotowicz J., Grela I.: Repowering of Existing 230 MWe Coal Fired Unit Operating in a Clausius-Rankine Cycle. Trunk 2: Economics, Finance and Planning (PGE-A-67), POWE-GEN Europe 2000, Helsinki, 20-22 June 2000.
- 33. Chmielniak T., Kotowicz J., Lipko A.: Wpływ wybranych parametrów na efektywność ekonomiczną elektrociepłowni z silnikiem spalinowym lub turbiną gazową. I Konferencja Naukowo-Techniczna '2000 Energetyka Gazowa, Wydział IŚiE, Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000, t I, s. 43-62.
- 34. Chmielniak T., Kotowicz J., Łyczko J.: Coal Gas Combined Cycles. International Symposium Utilization of Coal for Energy. OHRID, 9-11.09.1997. Republic of Macedonia. Book 2, s.645-658.
- 35. Chmielniak T., Kotowicz J., Łyczko J.: Numeryczna analiza dwupaliwowych układów parowo-gazowych sprzężonych równolegle wpływ wybranych parametrów i struktury sprzężenia na sprawność układu. Mechanika, z. 181, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999, s. 31-38.
- Chmielniak T., Kotowicz J., Łyczko J.: Parametric analysis of a dual fuel parallel coupled combined cycle. Energy, 26 (2001), s. 1063÷1074.

- Chmielniak T., Kotowicz J., Remiorz L.: Wielowarstwowy obiektowy system analiz układów parowo-gazowych. Materiały XVII Zjazdu Termodynamików, Kraków 1999, t I, s. 171-182.
- Chmielniak T., Kotowicz J., Remiorz L.: Zastosowanie algorytmów neuronowych do określania charakterystyk układów gazowo-parowych. Prace Naukowe – Konferencje. z. 22, XVIII Zjazd Termodynamików, Politechnika Warszawska, t I, Warszawa 2002.
- 39. Chmielniak T., Kotowicz J., Zachariasz J.: Analiza wpływu dopalania na sprawność układów kombinowanych przy skojarzonym wytwarzaniu energii elektrycznej i ciepła. The First International Scientific Symposium COMPOWER'95 23÷24 November 1995, Gdańsk, s. 67÷74.
- 40. Chmielniak T., Kotowicz J. i inni: A Thermodynamic Analysis of Combined Cycle Integrated with Low Pressure Coal Pyrolysis. First International Conference on Combustion Technologies for a Clean Environment 3-6 September 1991 Villamoura, Portugalia, vol II, 25.1, s.9-15.
- 41. Chmielniak T., Kotowicz J., Walewski A. i inni: Badania nad alternatywnymi proekologicznymi technologiami dla rekonstrukcji i modernizacji krajowych siłowni cieplnych. Projekt badawczy zamawiany (PBZ-02410), IMiUE, Gliwice 1997-1998-1999 (praca PZ-301/RIE-5/97).
- 42. Chmielniak T., Rusin A., Czwiertnia K.: Turbiny gazowe. Ossolineum, Wrocław 2001.
- 43. Chmielniak T., Rusin A., Wróblewski W., Nowak G., Węcel D.: Sprzężona analiza procesu chłodzenia łopatek turbin. Prace naukowe, konferencje. z. 22, Politechnika Warszawska, XVII Zjazd Termodynamików, t I, IX 2002, s. 227-234.
- 44. Combined Cycle Power Plants. ABB Power Generation. PGT 2003 95E, 1995.
- 45. Czekaj B.: Finansowe kryteria wyboru przedsięwzięć rozwojowych. A.E., Kraków 1991.
- 46. Debord J .: TPMath http://www.unilim.fr/pages_jean.debord/logiciel/software.htm
- 47. El-Masri M.A.: On Thermodynamics of Gas-Turbine Cycles: Part 1 Second Law Analysis of Combined Cycles. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, October 1985, Vol. 107 s. 880 ÷ 880.
- 48. El-Masri M.A.: On Thermodynamics of Gas-Turbine Cycles: Part 2 A model of Expansion in Cooled Turbines. Part 3 – Thermodynamic Potential and Limitations of Cooled Reheat-Gas-Turbine Combined Cycles. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 1986, Vol. 108, s. 151 ÷ 170.
- 49. El-Sayed Y.M.: Approaches to the Design and Optimization of Thermal Systems. W.J.Wapfer and M.J.Moran eds, ASME, New York 1988.

- 50. Foster-Pegg R.W.: Capital cost of gas turbine heat-recovery boilers. Chemical Engineering No 14, 1986.
- 51. Frangopoulos C.A.: Optimal Synthesis and Opertion of Thermal Systems by the Thermoeconomic Functional Approach. Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1992, Vol. 114, No 4, s. 707-714.
- 52. Gas turbines world 2001-2002 Handbook. Vol. 22, Pequot Publishing Inc, New York 2002.
- Gorninov I.T. I inni: K mietodikie opriedielenija pokazatielej tiepłowoj ekonomicznosti GTU-TEC. Elektriczeskije stancji, nr 9, 1996.
- 54. Górzyński J.: Analiza opłacalności ekonomicznej przedsięwzięć modernizacyjnych. Gospodarka Paliwami i Energią, nr 7, 8 i 9, 1998.
- 55. Grenier P.A.: Heat Recovery Steam Generators Key Factor in Economical Combined Cycle Operation. ABB Review, 9, 1993.
- Horlock J.H.: Combined Power Plants: Including Combined Cycle Gas Turbine (CCGT) Plants. Pergamon Press, Oxford 1992.
- 57. Johnson H.J.: Determining Cost of Capital. Pearson Education Limited, USA 1999.
- Kehlhofer R.: Combined-Cycle Gas and Steam Turbine Power Plants. Published by The Fairmont Press, Inc, 700 Indian Trail, Liburn, GA 30247, 1991.
- 59. Kotowicz J.: Układy parowo-gazowe z fluidalnym kotłem ciśnieniowym. Nadbudowa bloków parowych o parametrach nadkrytycznych o turbiny gazowe. Opracowanie wewnętrzne Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych. Badania kierunkowe (BK-247/RIE-5/97), Gliwice 1997.
- 60. Kotowicz J.: Wpływ wybranych parametrów na efektywność wytwarzania energii elektrycznej w elektrowni gazowo-parowej z dwuciśnieniowym kotłem i przegrzewem międzystopniowym. Prace naukowe – Mechanika, z. 190, Politechnika Warszawska, Warszawa 2001, s. 217÷228.
- Kotowicz J., Chmielniak T.: Elektrociepłownie parowo-gazowe. Rynek Energii, nr 3 (34), 2001, s. 14÷19.
- 62. Kotowicz J.: Analiza efektywności elektrowni gazowo-parowych; układ z trójciśnieniowym kotłem i przegrzewem międzystopniowym. Archiwum Energetyki, t XXXI (2002), nr 1-2, s.1÷21.
- Kotowicz J.: Dobór optymalnych parametrów w części parowej układu gazowo-parowego.
 Prace naukowe monografie konferencje, z.10, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, Politechnika Śląska, Gliwice 2002.

- 64. Kotowicz J.: Efektywność wykorzystania gazu w elektrowniach i elektrociepłowniach z turbiną gazową, Rynek energii, nr 3(40), 2002, s. 19+24.
- 65. Kotowicz J.: Wpływ wybranych parametrów na efektywność pracy elektrowni gazowoparowej z kotłem jednociśnieniowym. Gospodarka Paliwami i Energia, nr 1 (583), 2003.
- 66. Kotowicz J., Chmielniak T.: Dopuszczalna cena paliwa dla układów elektrowni i elektrociepłowni opalanych gazem. Materiały IV Krajowej Konferencji GAZTERM 2001, Międzyzdroje 17÷19 maj 2001, s. 57÷68.
- 67. Kotowicz J., Chmielniak T.: Dopuszczalna cena paliwa dla układów elektrowni i elektrociepłowni opalanych gazem. Nowoczesne gazownictwo, nr 2 (VI), 2001, s. 26÷30.
- 68. Kotowicz J., Chmielniak T.: Analiza wskaźników techniczno-ekonomicznych małej elektrociepłowni opalanej gazem. III Konferencja Naukowa: Dostosowanie energetyki do standardów europejskich w zakresie techniki i ekologii. Prace naukowe – monografie – konferencje, z.6, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, Politechnika Śląska, Gliwice 2001, s. 71+82.
- Kotowicz J., Chmielniak T.: Elektrociepłownie parowo-gazowe. Materiały II Konferencji Naukowo-Technicznej RYNEK GAZU 2001, Kazimierz Dolny, 24÷25 maj 2001, s. 157÷169.
- 70. Kotowicz J., Chmielniak T.: Methods of determining the admisible price of fuels for combined heat and power genereating plants fired with natural gas. Archiwum Energetyki, nr 3-4, 2001, s. 27 ÷41.
- 71. Kotowicz J., Chmielniak T.: Metodologia określenia efektywności instalacji turbin gazowych. Materiały V Krajowej Konferencji GAZTERM 2002, Międzyzdroje 2002.
- 72. Kotowicz J., Chmielniak T.: Koszty wytwarzania energii elektrycznej w instalacjach turbin gazowych. Nowoczesne gazownictwo, nr 2 (VII), 2002.
- 73. Kotowicz J., Chmielniak T., Remiorz L.: Modelowanie optymalnych układów parowogazowych z wykorzystaniem algorytmów neuronowych. Gospodarka Paliwami i Energią. nr 10, 2001, s. 13÷17.
- 74. Kotowicz J., Sopel E.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna budowy elektrociepłowni wykorzystującej węglowe paliwo odpadowe. Gospodarka Paliwami i Energią, nr 3, 2001, s. 6-10.
- 75. Kotowicz J., Ściążko M.: Ekologiczne i wysokosprawne technologie produkcji energii elektrycznej z węgla. Przegląd zagadnień cz.I., Karbo-Energochemia-Ekologia, nr 6, 1992, s. 147-152.

- 76. Kotowicz J., Zachariasz J.: Badania nad symulatorem układów parowo-gazowych dla systemowej oceny czystych technologii energii elektrycznej. Opracowanie wewnętrzne Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych. Badania własne (BW-446/RIE-5/95), Gliwice 1995.
- 77. Kozakiewicz J., Sitek J.: Kotły odzyskowe konstrukcja i budowa. Referat na I Konferencję Naukowo-Techniczną Energetyka Gazowa 2000, Szczyrk, 17÷20.10.2000.
- Kurzona A.G.: Gazoturbinnyje ustanowki morskich sudow. Izdatielstwo Transport, Moskwa 1976.
- 79. Laudyn D.: Rachunek ekonomiczny w elektroenergetyce. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1997.
- Lewandowski J.: Aproksymacyjne zależności do wyznaczania wartości wybranych pochodnych termodynamicznych pary wodnej i wody. Archiwum Termodynamiki, 1-4, 1990.
- Li H., Kassab A.J.: Numerical Prediction of Fluid Flow and Heat Transfer in Turbine Blades with Internal Cooling. AIAA-Paper 94-2933, 1994.
- Major G.: Learning from experiences with small-scale cogeneration. CADDET Analyses Series No.1. Sittard, Netherlands 1995.
- Marciniak Z.: Ocena finansowa projektów innowacyjno-inwestycyjnych. Materiał szkoleniowy Biura Promocji Inwestycji i Technologii Organizacji Narodów Zjednoczonych ds. Rozwoju Przemysłu UNIDO w Warszawie, Warszawa 1999.
- 84. Marecki J.: Gospodarka skojarzona cieplno elektryczna. WNT, Warszawa 1991.
- 85. Massardo A.F., Scialo M.: Thermoeconomic Analysis of Gas Turbine Based Cycles. Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. October 2000, Vol 122, s. 664-671.
- 86. Materiały i wytyczne projektowe Biura Projektowego K21 Rafako S.A., Racibórz, 1999.
- 87. McMullan J.T.: Techno-economic analysis of fuel conversion and power generation systems – the application of a portable chemical process simulator with capital cost and economic performance analysis capabilities. ECLIPSE Guide. Energy Research Centre, University of Ulster, Coleraine (U.K) 1996.
- 88. McMullan J.T., Williams B.C.: Estimating the capital and operating cost and economic performance of advanced energy plant. Materiały Międzynarodowego Seminarium: New concept in the energy sector. Gliwice-Szczyrk, lipiec 1997.
- Miller A.: Turbiny gazowe i układy parowo-gazowe. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1984.

- 90. Miller A., Lewandowski J.: Układy gazowo-parowe na paliwo stałe. WNT, Warszawa 1993.
- 91. Miller A., Lewandowski J., Badyda K.: Analiza parametrów układu parowo-gazowego z kotłem fluidalnym. Archiwum Energetyki, 2, 1985.
- 92. Orlando J.A.: Cogeneration Design Guide. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, USA 1996.
- 93. Perycz T.: Turbiny parowe i gazowe. Ossolineum, Wrocław 1992.
- 94. Pronobis M.: Kotły odzyskowe. Materiały studium podyplomowego: Nowe technologie energetyczne. Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, Gliwice 1998.
- 95. Press W.H, Teukolsky S.A., Vetterling W.T., Flannery B.P.: Numerical Recipes. The Art of Scientific Computing. Cambridge University Press, 2 nd edition, 1992 (http://www.nr.com).
- 96. Reid R.C. i inni: The Properties of Gases and Liquids. McGraw-Hill, New York 1977.
- 97. Sierpińska M., Jachna T.: Ocena przedsiębiorstw według standardów światowych. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1999.
- 98. Sitek J., Kozakiewicz J., Żelazko O.: Technologie kotłów odzyskowych. Prace IMiUE, Politechnika Śląska, z. 2, Gliwice 1998.
- 99. Skorek J.: Ocena efektywności energetycznej i ekonomicznej gazowych układów kogeneracyjnych małej mocy. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
- 100. Skorek J., Mateja A.: Analiza wpływu wtrysku wody do powietrza przed sprężarką na moc i sprawność turbiny gazowej. Prace naukowe – monografie - konferencje. z. 9, Wydział IŚiE, Politechnika Śląska, Gliwice 2002.
- 101. Skorek J., Kalina J., Bartnik R.: Koszty wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w zasilanych gazem ziemnym małych układach skojarzonych. Energetyka, nr 8, 1998.
- 102. Sobczyk M.: Matematyka finansowa, Agencja Wydawnicza "PLACET'. Wydanie I, Warszawa 1995.
- 103. Szargut J.: Termodynamika, PWN, Warszawa 1975.
- 104. Szargut J.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna w energetyce przemysłowej. WNT, Warszawa 1983.
- 105. Szargut J.: Application of the humid air turbine (HAT) for the cogeneration of heat and electricity. Archiwum Energetyki, nr 1-2, 1997.
- 106. Szargut J.: Koszt produkcji ciepła w elektrociepłowniach gazowo-parowych. Gospodarka Paliwami i Energia, nr 2, 1999.

- 107. Szargut J., Hoinca K.: Zastosowanie metody pinch do doboru rozmieszczenia powierzchni ogrzewalnych w kotle odzyskowym turbiny gazowej. Gospodarka Paliwami i Energią, nr 6, 2000.
- 108. Szargut J.: Ziębik A.: Podstawy energetyki cieplnej. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1998.
- 109. Szargut J., Skorek J., Szczygieł I.: Influence of Cooling of the Blades on the Efficiency of Humid Air Turbine Power Plant. Ecos '99. Tokyo, June, 1999.
- 110. Taryfa dla Paliw Gazowych Nr 1/2002 Polskiego Górnictwa Naftowego i Gazownictwa SA, Warszawa 2002.
- 111. Tsatsaronis G. I inni: CGAM Problem: Definition and Conventional Solution. Energy, Vol. 19, No 3, s. 279-286, 1994.
- 112. Velez-Pareja L.: Construction of free cash flows, Part I, Part II. http://www.javeriana.edu.co/decisions/libraon-line.
- 113. Walsh P.P., Fletcher P.: Gas Turbine Performance, Blackwell Science Ltd, New York 1998.
- 114. Wunsch A.: Kombinierte Gas-/Dampfturbinen-Kraftwerke: Gegenwärtiger Stand und zukünftige Entwicklung. Brown Boveri Mitteilungen, 10, 1978.
- 115. Zaporowski B., Szczerbowski R., Wróblewski R.: Analiza energetyczna układów technologicznych elektrociepłowni gazowo-parowych opalanych gazem ziemnym. Konferencja Naukowo-Techniczna: Elektrownie i Elektrociepłownie Gazowo-Parowe.Poznań-Kiekrz,11÷12.12.200.
- 116. Zmiana Taryfy dla Paliw Gazowych Nr 1/2000 Polskiego Górnictwa Naftowego i Gazownictwa SA, Warszawa 2001.

ANALIZA EFEKTYWNOŚCI WYBRANYCH UKŁADÓW Z TURBINĄ GAZOWĄ

Streszczenie

W pracy przedstawiono termodynamiczne i ekonomiczne aspekty modelowania wybranych układów z turbiną gazową. W szczególności dotyczy to: autonomicznych instalacji turbin gazowych, instalacji turbin gazowych z kotłem odzyskowym, elektrowni gazowoparowych. Opracowano metodologie i algorytmy postępowania w celu wyznaczenia charakterystyk termodynamicznych i ekonomicznych badanych instalacji. Charakterystyki te w większości przypadków określono w funkcji stosunku ciśnienia w sprężarce instalacji turbiny gazowej przy zadanych (i różnych) temperaturach spalin na wylocie z komory spalania. Zbadano wpływ wybranych wielkości na przebieg tych charakterystyk. Dobrano optymalne ze względu na wybraną charakterystykę parametry pracy badanych układów.

Przy badaniu autonomicznej instalacji zdefiniowano i wyznaczono w postaci wzorów i wykresów charakterystyki termodynamiczne, w tym głównie sprawności i pracy jednostkowej oraz stosunku strumienia powietrza do strumienia paliwa doprowadzonego do komory spalania. Wielkości te mają istotne znaczenie dla analiz pozostałych układów.

Dla instalacji turbiny gazowej z kotłem odzyskowym zaproponowano i obliczono współczynniki pozwalające określić zmiany charakterystyk sprawności i pracy jednostkowej oraz innych wielkości termodynamicznych w stosunku do instalacji turbiny pracującej autonomicznie. Wprowadzono inne miary oceny efektywności energetycznej tego układu.

Opracowane metodologie doboru optymalnych parametrów do części parowej elektrowni gazowo-parowych szczegółowo przedstawiono dla układu jedno- i dwuciśnieniowego. Jako kryterium doboru optymalnych parametrów wybrano maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej. Szczególną uwagę zwrócono na sformułowanie założeń i warunki, jakie muszą spełniać wybrane parametry w charakterystycznych punktach obiegu.

Badania elektrowni gazowo-parowych prowadzono dla układów o różnych strukturach zarówno z kotłem odzyskowym jednociśnieniowym, jak i dwuciśnieniowym (z przegrzewem międzystopniowym i bez niego) oraz z kotłem trójciśnieniowym i przegrzewem międzystopniowym. Pokazano różne metodologie określenia charakterystyk, w tym również wyznaczono maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej i odpowiadający jej spręż w funkcji temperatury na wylocie z komory spałania.

ANALYSES OF THE EFFECTIVENESS OF SOME SELECTED SYSTEMS WITH A GAS TURBINE

Summary

The paper deals with the thermodynamic and economical aspects of modeling some selected systems with a gas turbine. In particular this concerns autonomous installations of gas turbines, installations of gas turbines with a waste-heat boiler and gas-and-steam power stations. Methods and algorithms have been developed to determine the thermodynamic and economical characteristics of the investigated installations. These characteristics have been in most cases as a function of the pressure ratio in the compressor of the gas turbine installation, the temperature of the flue gases at the outlet of the combustion chamber being given (or varied). The influence of selected quantities on the course of these characteristics has been investigated. The optimal working parameters of these systems have been chosen with respect to the selected characteristics.

While investigating such an autonomous installation the thermodynamic characteristics were defined and determined in the form of formulae and graphs, mainly however the efficiency and work per unit as well as other thermodynamic quantities related with the installation of an autonomously operating turbine. Additional measures of assessing the energy effectiveness of this system have been introduced.

Elaborated methods of choosing the most optimal parameters for the steam part of gasand-steam power stations have been presented in more detail concerning single – and doublepressure systems. As criteria for the choice of optimal parameters the maximum efficiency of the production of electric energy was applied. Special attention was paid to the formulation of assumptions and to the conditions which must be satisfied by the chosen parameters in characteristic points of the cycle.

Investigations on gas-and-steam power stations concerned mainly systems with various structures, both with a single-pressure and a double pressure waste-heat boiler with reheat and without it as well as a triple pressure waste-heat boiler and reheat. Various methods of determining these characteristics have been shown, including the determination of the maximum economical efficiency in the production of electric energy and the corresponding compression as a function of temperature at the outlet of the combustion chamber.

W trakcie analiz ekonomicznych badanych układów rozważano różne mierniki oceny efektywności ekonomicznej. Szczególną uwagę skupiono na opracowaniu metodologii określenia dopuszczalnej ceny paliwa i minimalnej ceny sprzedaży energii elektrycznej.

Opracowane metodologie i algorytmy pozwalają na analizę efektywności badanych instalacji z turbinami gazowymi.

And the second secon

In the course of carrying out economical analyses of the investigated systems also other measures of assessing the economical effectiveness have been considered. Special attention was paid to the elaboration of a method of determining the permissible price of fuel and the minimum selling price of electricity.

These methods and algorithms permit to analyses the effectiveness of the investigated installations with gas turbines.

Restores Methods and experimentation from been developed in terminal for the second prime and means and the extension of the prime rate panel from the experiment of the particular termination for temperature of the film panel of the code of the comprise state termination from the events. The effective of the panel of the code of the comprise termination from the events. The effective of the film panel of the code of the comprise termination of the prime termination of the film panel of the code of the comprise termination from the events. The effective of the film panel of the code of the comprise termination of the prime termination of the film panel of the code of the code of the second termination of the film panel of the code of the code of the second termination of the second termination of the second termination of the second termination of the second termination of the second of the second

And a second second of the second second balance and product matrix for the second sec

A subsection of matched and matching the mass application processors and the second part of gasmatchemes process matches have been processed in march which are constructions without part process marches in a second march which which process processes the net construct a difference part as processes of almost sampy was applied. Reveal matches was part to the test marches processes of managebras and as the continues which were be partially in the linear processes for the part of almost states.

Another and without the product space and a finite product of the product space and the space of the space of

a shaded ways on second states and the second states of

State of the local division of the local div

- The second second
- and a state of the state of the
- A PROPERTY AND ADDRESS OF A DESCRIPTION OF A DESCRIPTIONO
- At your hereine could be seen a seen of the second se

mrn 42.140 c

- the Company of the State of the
- OUT IN THE OWNER OF THE REAL O
- and a state of the second state of the second

GOA/CO.

a physical resourcement and physical

MATOWICE

- the second se
- a comment with the line of

1000

- a la succession de la s
- at Party and the William Manual Contractory
- THE REAL OF LOCATION OF A DESCRIPTION OF
- and the second se
- a second s

general safet 1 had on with

- WARDING AND
- at the second se
- and and a second s
- · / Internet and the second se
- 2.8718.272
- A specific provide strategy of the strategy of

the second se

Wydano za zgodą Rektora Politechniki Śląskiej

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŚLASKIEJ

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

Sprzedaż i Marketing

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

Nakł. 100+50 Ark. wyd. 14	Ark. druk. 12,875	Papier offset, 70x100, 80 g
Oddano do druku 21.08.03 r.	Podpis. do druku 21.08.03 r.	Druk ukończ. we wrześniu 2003 r.

Druk wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach, ul. Kujawska 1 zam. 246/03

Książki Wydawnictwa można nabyć w księgarniach

GLIWICE

- Punkt Sprzedaży Wydział Górnictwa i Geologii Pol.Śl. ul. Akademicka 2
- "FORMAT" Wydział Budownictwa ul. Akademicka 5
- "FORMAT" Wydział Architektury ul. Akademicka 7
- Punkt Sprzedaży Wydział Automatyki, Elektroniki i Informatyki Pol. Śl. – ul. Akademicka 16

BIAŁYSTOK

Dom Książki (Księgarnia 84) – ul. Dolistowska 3

DABROWA GÓRNICZA

◆ "ANEKS" – ul. Ludowa 19A/III

GDAŃSK

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

KATOWICE

- Punkt Sprzedaży Wydział Metalurgii, Inżynierii Materiałowej i Transportu Pol.Śl. – ul. Krasińskiego 8
- ♦ Hurtownia "DIK" ul. Dulęby 7

KRAKÓW

- Techniczna ul. Podwale 4
- Punkt Sprzedaży WND AGH, Al. Mickiewicza 30

ŁÓDŹ

◆ "POLITECHNIKA 100" – Żeromskiego 116 PŁ.

POZNAŃ

- Księgarnia "POLITECHNIK" ul. Piotrowo 3
- DOM Książki Księgarnia Techniczna ul. Półwiejska 14

TYCHY

"I Ja Tours" ul. Żółkiewskiego 45

WARSZAWA

- ♦ Studencka Pl. Politechniki 1
- Techniczna (filia Księgarni Ekonomicznej) K. Leki ul. Kaliskiego 15
- Techniczna ul. Świętokrzyska 14
- ♦ MDM ul. Piękna 31

ZABRZE

• Punkt Sprzedaży – Wydział Organizacji i Zarządzania Pol. Śl., ul. Roosevelta 26

BIBLIOTEKA GŁÓWNA Politechniki Śląskiej 38 ce. ul. Zwysię kwie 27, tel. 230 48 50 ie: Dr