ZESZYTY
NAUKOWE
POLITECHNIKI
ŚLĄSKIEJ

P 3349/02

Ryszard BARTNIK

ANALIZA TERMODYNAMICZNA I EKONOMICZNA SKOJARZONEGO WYTWARZANIA CIEPŁA I ENERGII ELEKTRYCZNEJ W UKŁADACH GAZOWO-PAROWYCH

ENERGETYKA
Z. 136

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

GLIWICE 2002

POLITECHNIKA ŚLĄSKA
ZESZYTY NAUKOWE
Nr 1531

POLITECHNIKA ŚLĄSKA
BIBLIOTEKA GŁÓWNA
(1)
GLIWICE
P. 3349/02

Ryszard BARTNIK

ANALIZA TERMODYNAMICZNA I EKONOMICZNA SKOJARZONEGO WYTWARZANIA CIEPŁA I ENERGII ELEKTRYCZNEJ W UKŁADACH GAZOWO-PAROWYCH

GLIWICE 2002

OPINIODAWCY

Prof. dr hab. inż. Jacek Marecki

Dr hab. inż. Janusz Skorek – Profesor Politechniki Śląskiej

KOLEGIUM REDAKCYJNE

REDAKTOR NACZELNY - Prof. dr hab. Zygmunt Kleszczewski

REDAKTOR DZIAŁU - Dr hab. inż. Andrzej Witkowski
Profesor Politechniki Śląskiej

SEKRETARZ REDAKCJI - Mgr Elżbieta Leśko

REDAKCJA

Mgr Roma Łoś

REDAKCJA TECHNICZNA

Alicja Nowacka

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0372-9796

Wydawnictwo Politechniki Śląskiej
ul. Akademicka 5, 44-100 Gliwice
tel./fax 237-13-81, www.polsl.gliwice.pl/alma.mater/wps.html
wydawnictwo@polsl.gliwice.pl

Nakład 100+50 egz. Ark. wyd. 20. Ark. druk. 13,5

Fotokopie, druk i oprawę wykonano w UKiP sc, *J&D Gębka*,
Gliwice, ul. Pszczyńska 44, tel./fax 231-87-09

SPIS TREŚCI

Podstawowe oznaczenia 9

1. Uwarunkowania stosowania w kraju nowoczesnych technologii skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej opartych na spalaniu gazu ziemnego 13

2. Cel i zakres pracy 20

3. Metodologia doboru mocy cieplnej bloku gazowo-parowego przy określonym zapotrzebowaniu na komunalne ciepło grzejne 25
3.1. Wstęp 25
3.2. Ocena wpływu dopalania na efektywność ekonomiczną elektrociepłowni gazowo-parowej 28
3.2.1. Określenie maksymalnej wartości dopalania w kotle odzyskowym 29
3.2.2. Wyniki przykładowych obliczeń 35
3.3. Roczny uporządkowany wykres sumarycznego zapotrzebowania na ciepło grzejne 38
3.4. Algorytm obliczeń optymalizacyjnych doboru wielkości urządzeń bloku gazowo-parowego w elektrociepłowni 41
3.5. Analityczne rozwiązanie problemu optymalnego doboru znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego 45
3.5.1. Funkcja celu w procedurze optymalizacyjnej 45
3.5.2. Równanie warunku koniecznego istnienia bezwarunkowego optimum wartości znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego 54
3.6. Wyniki obliczeń optymalizacyjnych. Graniczna cena energii elektrycznej. Jednostkowy koszt produkcji energii cieplnej 56
3.6.1. Układ gazowo-parowy ze szczytowymi kotłami wodnymi 56
3.6.2. Układ gazowo-parowy z dopalaniem 59
3.7. Wpływ sprawności turbiny gazowej na jednostkowy koszt wytwarzania ciepła grzejnego 62
3.8. Wnioski 69

4. Metodologia doboru kotła odzyskowego do bloku gazowo-parowego w elektrociepłowni komunalnej 71
4.1. Wstęp 71
4.2. Parametry projektowe i eksploatacyjne kotła odzyskowego 73
4.3. Analiza termodynamiczna i ekonomiczna doboru rozmieszczenia powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym 77

4.3.1. Analiza termodynamiczna 77
4.3.2. Analiza ekonomiczna 90
4.3.3. Wnioski 93
4.4. Metodologia doboru typu kotła odzyskowego 94
4.4.1. Wyniki obliczeń 102
4.4.2. Wnioski 107

5. Optymalizacja termicznych parametrów pracy jedno- i dwuciśnieniowej części parowej elektrociepłowni gazowo-parowej .. 110
5.1. Wstęp 110
5.2. Określenie parametrów pracy części parowej układu gazowo-parowego 111
5.3. Wyniki obliczeń optymalizacyjnych 121
5.3.1. Układ jednociśnieniowy 125
5.3.2. Układ dwuciśnieniowy 131
5.4. Wnioski 135

6. Warunki ekonomicznej opłacalności modernizacji elektrociepłowni węglowych oraz elektrowni przystosowanych do pracy skojarzonej przez nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym 138
6.1. Wstęp 138
6.2. Metodologia doboru optymalnej mocy turbiny gazowej do elektrociepłowni węglowej 141
6.3. Przykładowe obliczenia efektywności ekonomicznej modernizacji elektrociepłowni węglowej 146
6.3.1. Wyniki obliczeń 148
6.3.2. Ocena efektywności ekonomicznej modernizacji elektrociepłowni 157
6.4. Warunki ekonomicznej opłacalności modernizacji kondensacyjnych elektrowni węglowych przez nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym z przystosowaniem ich do pracy skojarzonej 164
6.5. Wnioski 171

7. Wartość rynku ciepła i energii elektrycznej zasilanego z elektrociepłowni gazowo-parowej 176
7.1. Wstęp 176
7.2. Metodologia wyceny wartości rynku. Wyniki obliczeń 177
7.3. Wnioski 186

8. Uwagi końcowe 188

Bibliografia 190

Dodatek A 196
A. Podstawowe zasady analizy efektywności ekonomicznej inwestycji 196
A.1. Wskaźniki oceny efektywności ekonomicznej inwestycji 196
A.1.1. Wartość zaktualizowana netto *NPV* – łączny przewidywany zysk obejmujący cały okres eksploatacji 197
A.1.2. Wewnętrzna stopa zwrotu *IRR* – oprocentowanie, jakie przynosi zainwestowany kapitał 203
A.1.3. Prosty (statyczny) okres zwrotu nakładów inwestycyjnych *SPB* 204
A.1.4. Zdyskontowany (dynamiczny) okres zwrotu nakładów inwestycyjnych *DPB* 205
A.1.5. Próg rentowności *BEP* 206
A.2. Amortyzacja 206
A.3. Sposoby finansowania inwestycji 209
A.4. Płynność finansowa 213

Streszczenie 214

TABLE OF CONTENTS

Nomenclature 9

1. Conditions for using in the country the modern natural gas based technologies of heat and power production 13

2. Aim and scope of the work 20

3. Methodology of sizing the combined-cycle heat and power unit for a given municipal heat load profile 25
3.1. Introduction 25
3.2. Analysis of the supplementary firing influence on the economic effectiveness of the combined-cycle heat and power plant 28
3.2.1. Definition of the maximal supplementary firing 29
3.2.2. Sample calculation results 35
3.3. Annual heat load duration curve 38
3.4. Algorithm of the optimization procedure for heat and power plant machinery sizing 41
3.5. Analytical solution of the optimal unit sizing problem 45
3.5.1. Objective function 45
3.5.2. Equation of the necessary condition for the existence of optimal solution 54
3.6. Optimization results. Marginal electricity price. Specific cost of heat production 56
3.6.1. Combined-cycle heat and power plant with peak water boilers 56
3.6.2. Combined-cycle heat and power plant with supplementary firing 59
3.7. Impact of gas turbine efficiency on specific cost of heat production 62
3.8. Conclusions 69

4. Methodology of the heat recovery boiler sizing for the municipal combined-cycle heat and power plant 71
4.1. Introduction 71
4.2. Design and operational parameters of the heat recovery boiler 73
4.3. Thermodynamic and economic analysis of selecting the layout of the heat exchangers in the heat recovery boiler 77
4.3.1. Thermodynamic analysis 77
4.3.2. Economic analysis 90
4.3.3. Conclusions 93
4.4. Methodology of selecting the type of the heat recovery boiler 94

4.4.1. Calculation results 102
4.4.2. Conclusions 102

5. Optimization of single and double pressure steam cycle thermal parameters of the combined-cycle heat and power plant 110
5.1. Introduction 110
5.2. Description of the steam cycle operational parameters 111
5.3. Optimization results 121
5.3.1.Single pressure system 125
5.3.2.Double pressure system 131
5.4. Conclusions 135

6. Profitability conditions of coal fuelled steam cycle heat and power plants modernization based on installation of gas turbine and heat recovery boiler 138
6.1. Introduction 138
6.2. Methodology of gas turbine sizing for coal fuelled heat and power plant 141
6.3. Sample calculation of economical effectiveness modernization of the coal fuelled heat and power plant 146
6.3.1. Calculation results 148
6.3.2. Evaluation of the coal fuelled plant modernization economic attractiveness 157
6.4. Conditions for economical effectiveness of the coal fuelled condensing power plants modernization based on installation of gas turbine and heat recovery boiler with their adaptation for combined heat and power production 164
6.5. Conclusions 171

7. Value of a heat and electricity market supply from the combined-cycle gas and steam turbine plant 176
7.1. Introduction 176
7.2. Methodology of assessing of the value of a heat and electricity market. Calculation results 177
7.3. Conclusions 186

8. Final remarks 188

Bibliography 190

Appendix A 196
A. Principles of economic analysis 196
A.1. Indices of economic effectiveness 196
A.1.1. Net Present Value – *NPV* 197
A.1.2. Internal Rate of Return – *IRR* 203
A.1.3. Simple Pay Back Period – *SPB* 204
A.1.4. Discounted Pay Back Period – *DPB* 205
A.1.5. Break Even Point – *BEP* 206
A.2. Depreciation 206
A.3. Investment financing possibilities 209
A.4. Financial fluidity 213

Summary 215

Podstawowe oznaczenia

a, b, c, d, e, f, g - wielkości pomocnicze,

$a_1, a_{ju}, b_1, b_{ju},$
c_1, d_1, e_1

A, B, C - współczynniki w równaniach regresji,

A_t - roczna rata amortyzacji,

$AT^n, AT^{śr}, AT^w$ - niedogrzanie wody na wlocie do walczaka niskociśnieniowego, średniociśnieniowego i wysokociśnieniowego,

b - okres trwania budowy,

BEP - próg rentowności,

c_w - właściwa pojemność cieplna wody,

$\bar{c}_{sp}^{TG}\Big|_{t_{ot}}^{t_{wyl}^{TG}}$, $\bar{c}_{sp}^{dop}\Big|_{t_{ot}}^{t_{dop}^{KO}}$ - średnia właściwa pojemność cieplna spalin wylotowych z turbiny gazowej oraz spalin po dopaleniu paliwa w kotle odzyskowym,

$\dot{C}$ - strumień pojemności cieplnej spalin wylotowych z turbiny gazowej,

DPB - zdyskontowany okres zwrotu nakładów inwestycyjnych,

e_{el}^{gr} - minimalna cena energii elektrycznej,

e_c, e_{el}, e_g - jednostkowa cena ciepła, energii elektrycznej i gazu ziemnego,

$E_{el,R}$ - roczna produkcja netto energii elektrycznej w elektrociepłowni,

$i_n, i_{śr}, i_w, i_{ju}, i_k$ - entalpia właściwa pary świeżej niskociśnieniowej, średniociśnieniowej i wysokociśnieniowej, pary upustowej oraz pary w skraplaczu,

i_{ks} - entalpia właściwa pary w skraplaczu dla przemiany izentropowej $s_w = const$, przy czym s_w – entropia właściwa pary świeżej wysokociśnieniowej,

i_{ks}^n - entalpia właściwa pary w skraplaczu dla przemiany izentropowej $s_n = const$, przy czym s_n – entropia właściwa pary świeżej niskociśnieniowej,

i_{jus} - entalpia właściwa pary w upuście dla przemiany izentropowej $s_w = const$,

i_{wc}, i_{wz} - entalpia właściwa wody za połączonymi szeregowo podgrzewaczami wody sieciowej oraz wody zasilającej kocioł odzyskowy,

$i_n, i_{śr}, i_w$ - entalpia właściwa wody w punkcie pęcherzyków (x = 0) w części niskociśnieniowej, średniociśnieniowej i wysokociśnieniowej kotła odzyskowego,

IRR - wewnętrzna stopa zwrotu,

$\dot{I}_{sp}$ - strumień entalpii spalin wylotowych z turbiny gazowej,

$J^{G\text{-}P}$ - nakłady inwestycyjne na blok gazowo - parowy,

k_c - jednostkowy koszt produkcji ciepła w elektrociepłowni,

K_R - roczne koszty działania elektrociepłowni,

K_{Rc} - roczny koszt produkcji energii cieplnej w elektrociepłowni,

l - liczba upustów (w obliczeniach przyjęto 2 upusty; $l = 2$; w praktyce najwyżej $l = 3$),

$\dot{m}_n, \dot{m}_{śr}, \dot{m}_w, \dot{m}_{ju}$ - strumień pary świeżej niskociśnieniowej, średniociśnieniowej i wysokociśnieniowej oraz strumień pary upustowej do podgrzewaczy wody sieciowej,

$\dot{m}_{sp}^{TG}$ - strumień spalin wylotowych z turbiny gazowej,

N - kalkulacyjny okres eksploatacji urządzenia,

N_{el}^{TG} - elektryczna moc brutto turbozespołu gazowego,

N_{el}^{TP} - elektryczna moc brutto turbozespołu parowego,

NPV - wartość zaktualizowana netto,

p - stopa podatku dochodowego od zysku brutto,

$p_n, p_{śr}, p_w, p_{ju}$ - ciśnienie pary świeżej niskociśnieniowej, średniociśnieniowej i wysokociśnieniowej oraz pary upustowej,

$\dot{P}$ - strumień gazu ziemnego spalanego w turbinie gazowej,

$\dot{P}_{dop}^{KO}$ - strumień paliwa dopalanego w kotle odzyskowym,

Q_R - roczna produkcja netto energii cieplnej w elektrociepłowni,

$\dot{Q}_{dop}^{KO}$ - strumień energii chemicznej dopalanego w kotle odzyskowym paliwa,

$\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}, \dot{Q}_{c\,\max}^{ec}, \dot{Q}_{z\,cwu}^{ec}, \dot{Q}_{l\,cwu}^{ec}$ - znamionowa moc cieplna bloku gazowo-parowego, elektrociepłowni oraz do przygotowania ciepłej wody użytkowej w sezonie grzewczym i poza sezonem,

r - entalpia parowania,

r - stopa dyskonta,

s - entropia właściwa pary wodnej,

s - rata amortyzacji oprocentowanej,

$\dot{S}$ - strumień entropii,

SPB - prosty okres zwrotu nakładów inwestycyjnych,

$t_n, t_{śr}, t_w$ - temperatura pary świeżej niskociśnieniowej, średniociśnieniowej i wysokociśnieniowej,

t_{dop}^{KO} - temperatura spalin wlotowych do kotła odzyskowego po dopaleniu paliwa,

$t_s^n, t_s^{śr}, t_s^w$ - temperatura nasycenia w parowaczu części niskociśnieniowej, średniociśnieniowej i wysokociśnieniowej kotła odzyskowego,

t_{wz} - temperatura wody zasilającej kocioł odzyskowy,

$t_{wyl}^{TG}, t_{wl}^n, t_{wyl}^n, t_{kom}^{KO}$ - temperatura spalin wylotowych z turbiny gazowej, temperatura za częścią wysokociśnieniową i niskociśnieniową kotła odzyskowego oraz wylotowa z kotła,

t_{ot} - temperatura otoczenia,

$\overline{T}$ - średnia termodynamiczna temperatura czynnika pochłaniającego lub oddającego ciepło,

$\Delta T_{\min}^n, \Delta T_{\min}^{śr}, \Delta T_{\min}^w$ - przewężenie temperaturowe (pinch point) części niskociśnieniowej, średniociśnieniowej i wysokociśnieniowej kotła odzyskowego,

υ', υ'' - objętość właściwa wody w punkcie pęcherzyków i pary nasyconej suchej,

z - współczynnik zamrożenia kapitału inwestycyjnego,

Z_R - średni roczny zysk brutto pracy elektrociepłowni,

$z\rho + \delta_{rem}$ - roczna stopa obsługi kapitału inwestycyjnego oraz pozostałych kosztów stałych zależnych od nakładów inwestycyjnych (koszty konserwacji, remontów urządzeń),

α - względny przyrost nakładów inwestycyjnych na układ dwuciśnieniowy części parowej bloku gazowo-parowego,

β - stosunek zapotrzebowania na moc cieplną w lecie do znamionowej mocy cieplnej elektrociepłowni,

$\delta\dot{B}$ - strata egzergii,

$\varepsilon_{el}, \varepsilon_Q, \varepsilon_{odg}$ - względny wskaźnik potrzeb własnych elektrycznych, cieplnych oraz pary do odgazowywacza w elektrociepłowni,

ζ - parametr pomocniczy,

η_i - sprawność wewnętrzna turbiny parowej,

$\eta_{me}, \eta_{KO}, \eta_{TG}$ - sprawność elektromechaniczna turbozespołu parowego, sprawność kotła odzyskowego oraz sprawność elektryczna brutto turbozespołu gazowego,

κ - stosunek minimalnej mocy elektrycznej turbozespołu parowego do mocy turbozespołu gazowego; $\kappa = N_{el\,\min}^{TP} / N_{el}^{TG}$,

ρ - zdyskontowana roczna stopa amortyzacji,

σ_{R}^{ec} - roczny wskaźnik skojarzenia elektrociepłowni,

$\sigma_{z\,\min}^{G\text{-}P}$ - minimalny wskaźnik skojarzenia bloku gazowo-parowego (bez dopalania) dla sezonu grzewczego; $\sigma_{z\,\min}^{G\text{-}P} = (N_{el}^{TG} + N_{el\,\min}^{TP}) / \dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}$,

σ_{z}^{ec}, σ_{l}^{ec} - wskaźniki skojarzenia elektrociepłowni w sezonie grzewczym i pozagrzewczym,

$\tau_{l}, \tau_{z}, \tau_{R}$ - czas trwania sezonu pozagrzewczego, czas trwania sezonu grzewczego oraz roczny czas pracy elektrociepłowni ($\tau_R = \tau_z + \tau_l$).

1. Uwarunkowania stosowania w kraju nowoczesnych technologii skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej opartych na spalaniu gazu ziemnego

Skojarzona gospodarka cieplno-elektryczna powinna być stosowana wszędzie tam, gdzie występuje równoczesne zapotrzebowanie na ciepło grzejne i energię elektryczną. Niestety, w kraju, jak do tej pory, gospodarka skojarzona realizowana jest w małym stopniu. Jest to wynikiem między innymi obowiązującej w poprzednich latach niewłaściwej metody fizycznej [56,76] liczenia podziału rocznych kosztów działania elektrociepłowni - zrównywania wysokiej jakości energii elektrycznej z niską jakością energii cieplnej. Z tego powodu, a także w wyniku niskich nakładów inwestycyjnych na budowę kotłów wodnych, budowano w przeszłości w zasadzie tylko komunalne ciepłownie z kotłami wodnymi, nawet o całkowitych mocach do kilkuset megawatów. W dużym stopniu brak skojarzonej gospodarki cieplno-elektrycznej jest w sumie w skali kraju źródłem dużych strat energetycznych i ekonomicznych. Z powodu braku skojarzenia spala się bowiem w gospodarce rozdzielonej - przy produkcji tej samej ilości energii cieplnej i elektrycznej - kilkadziesiąt procent węgla więcej. Stosowanie technologii skojarzonego wytwarzania energii cieplnej i elektrycznej przyniosłoby zatem duże korzyści energetyczne, ekonomiczne oraz - co istotne - dzięki znacznie mniejszej skumulowanej emisji szkodliwych substancji do otoczenia, znaczne korzyści ekologiczne.

Od kilku lat, z uwagi na zły stan techniczny istniejących komunalnych i przemysłowych węglowych ciepłowni i elektrociepłowni (również zły stan elektrowni zawodowych stwarza niebezpieczną sytuację energetyczną kraju), wymagających bardzo dużych, rzędu wielu setek milionów dolarów nakładów inwestycyjnych na ich odnowienie i modernizację, nie spełniających ponadto najczęściej norm ochrony środowiska, obserwuje się na krajowym rynku energetycznym rosnące zainteresowanie układami do skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w oparciu o zasilane gazem ziemnym turbiny gazowe, oraz w przypadku układów „małych" o rozwiązania z tłokowymi silnikami spalinowymi [37, 63-65, 67, 71-74]. Zainteresowanie to potęgowane jest dodatkowo przedstawionymi poniżej przesłankami.

- Nakłady finansowe na budowę nowych, inwestycyjnie tanich (co najmniej 2-krotnie tańszych na jednostkę zainstalowanej mocy w stosunku do klasycznych elektrociepłowni i elektrowni węglowych), nowoczesnych, wysoko sprawnych, o dużej niezawodności i dyspozycyjności gazowych technologii energetycznych na gaz ziemny, a zwłaszcza technologii gazowo-

parowych, z reguły będą mniejsze od koniecznych środków na odnowienie i modernizację istniejących układów węglowych.

- Technologie gazowe, a zwłaszcza gazowo-parowe na gaz ziemny mają zdecydowanie wyższą sprawność egzergetyczną (elektryczną) w porównaniu z klasycznymi technologiami zasilanymi węglem i tym samym osiągają wyższą efektywność ekonomiczną (przy poprawnej ekonomicznie relacji ceny gazu ziemnego do ceny energii elektrycznej). Ich budowa i eksploatacja może tym samym przynieść znaczące zyski właścicielowi rynku ciepła i energii elektrycznej.
- W najbliższym okresie czasu nastąpi w Polsce radykalne zwiększenie podaży gazu ziemnego. W stosunku do zużywanych obecnie rocznie około 11 mld m^3 przewiduje się podwojenie ilości zużywanego gazu w przeciągu kilku najbliższych lat. Szacuje się przy tym, że w krajowej energetyce za 10 lat zużywanych będzie od 5 do 7 mld m^3 gazu ziemnego rocznie, i powinien on być spalany prawie wyłącznie w elektrociepłowniach gazowo-parowych.
- Atrakcyjność gazu ziemnego jako paliwa podnosi fakt, że w stosunku do paliw stałych i ciekłych pozwala on zdecydowanie zmniejszyć szkodliwy wpływ energetyki na środowisko naturalne dzięki mniejszej emisji gazów i wyeliminowanej emisji pyłów [77]. Spalanie gazu pozwala na prawie całkowite wyeliminowanie emisji dwutlenku siarki (SO_2), zmniejsza się emisja tlenków azotu (NO_x), emisja dwutlenku węgla (CO_2) spada o 35-40% w porównaniu z urządzeniami zasilanymi węglem (na jednostkę energii chemicznej spalanego paliwa; dla węgla emisja CO_2 wynosi ok. 98 kg/GJ, dla gazu ziemnego ok. 55 kg/GJ). Jak już zaznaczono, wprowadzenie nowoczesnych technologii z uwagi na znaczne zmniejszenie zużycia paliwa w gospodarce skojarzonej, a zwłaszcza w gospodarce opartej na technologii gazowo-parowej charakteryzującej się bowiem co najmniej 3-krotnie większym wskaźnikiem skojarzenia niż elektrociepłowni konwencjonalnych, przyniesie zwielokrotnienie korzyści energetycznych i ekologicznych (skumulowana emisja dwutlenku węgla (CO_2) spadnie ponad 3-krotnie w porównaniu z konwencjonalnymi technologiami zasilanymi węglem). W ślad za tym pójdą mniejsze opłaty za emisję szkodliwych substancji do otoczenia. Ponadto eksploatacja układów gazowych i gazowo-parowych na gaz ziemny nie powoduje problemu składowania i utylizacji popiołów oraz produktów z instalacji odsiarczania i odazotowania spalin, jak w przypadku węglowych technologii konwencjonalnych.
- Kolejną przesłanką przemawiającą za budową układów skojarzonych jest rosnąca świadomość korzyści energetycznych i ekonomicznych płynących z równoczesnego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w stosunku do produkcji rozdzielonej w kotłowniach i elektrowniach zawodowych. Budowa i eksploatacja elektrociepłowni gazowo-parowych na gaz ziemny przyniosłaby ponad dwukrotnie mniejsze zużycie paliw w krajowej energetyce od obecnego zużycia w gospodarce rozdzielonej - przy tym samym efekcie energetycznym [6].

- Na korzyść inwestycji w elektrociepłownie przemawiają zmieniające się w ostatnim czasie w kraju uregulowania prawne, z których najważniejsze to postępująca prywatyzacja sektora energetycznego, wprowadzenie nowego *Prawa energetycznego* oraz zapowiadane uwolnienie cen energii elektrycznej i cieplnej. Wprowadzona do nowego *Prawa energetycznego* jedynie poprawna ekonomicznie metoda kosztów unikniętych urealniła (w przeciwieństwie do poprzednio obowiązującej metody fizycznej) określanie kosztu wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w elektrociepłowniach. Stosowanie tej metody w praktyce powinno przyczynić się do rozwoju energetyki skojarzonej. Nowe *Prawo energetyczne* sprzyja też rozwojowi lokalnych rynków energii elektrycznej, umożliwia bowiem elektrociepłowniom sprzedaż energii elektrycznej bezpośrednio odbiorcom indywidualnym i dystrybutorom, tzn. Zakładom Energetycznym (ZE) bez pośrednictwa Polskich Sieci Elektroenergetycznych (PSE). Zwiększa się w ten sposób niezależność ZE na rynku energii elektrycznej, a również zachęca do wejścia na rynek sprzedaży ciepła. Tworzą się więc dla inwestorów indywidualnych, jak i ZE bodźce do inwestowania w układy skojarzone. Ma to również tę wielką zaletę, że znikają w tym momencie ewentualne trudności ze sprzedażą energii elektrycznej z elektrociepłowni.
- Wprowadzony Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 15 grudnia 2000 r. obowiązek zakupu energii elektrycznej wytworzonej w skojarzeniu z produkcją ciepła - niezależnie od wielkości zainstalowanej mocy elektrycznej źródła - powinien w praktyce przyczyniać się do budowy elektrociepłowni gazowo-parowych oraz modernizacji istniejących elektrociepłowni węglowych poprzez ich nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym. Ponadto przedsiębiorstwa energetyczne zajmujące się przesyłaniem i dystrybucją energii elektrycznej są zobowiązane do zakupu całej oferowanej energii po cenie zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 14 grudnia 2000 r.
- Budowa wielu małych i średnich elektrociepłowni komunalnych, w których spalany byłby ekologiczny gaz ziemny (tzw. energetyka „rozproszona" lub „sprzedawana odbiorcom"), wyzwoli konkurencyjność na tworzonym rynku energetycznym i w konsekwencji będzie źródłem korzyści ekonomicznych dla odbiorców energii elektrycznej i cieplnej. Należy spodziewać się, że w przypadku dostawy ciepła z elektrociepłowni gazowo-parowych jego cena będzie mniejsza od cen obecnych. Spadek cen energii na rynkach zachodnich był i jest możliwy dzięki prywatyzacji i właśnie nowej, inwestycyjnie taniej, wysoko sprawnej technologii gazowo-parowej.
- Budowa wielu komunalnych elektrociepłowni gazowych i gazowo-parowych pozwoli na uniknięcie w skali Krajowego Systemu Elektroenergetycznego (KSE) strat przesyłowych, poprawi lokalne bilanse w zaopatrzeniu w energię elektryczną, pozwoli na pokrywanie części obciążeń szczytowych z uwagi na dużą elastyczność pracy układów opartych na

turbinach gazowych, jak również na tłokowych silnikach spalinowych. Unowocześni krajową energetykę i poprawi jej konkurencyjność na europejskim rynku energii, co jest konieczne, zwłaszcza w sytuacji dążenia Polski do członkostwa w Unii Europejskiej.

- Z uwagi na dywersyfikację paliwa poprawi bezpieczeństwo energetyczne kraju (pożądana byłaby ponadto dywersyfikacja kierunków pozyskiwania gazu). Paliwowa monokultura węglowa w krajowej energetyce jest bowiem zagrożeniem dla pewności pracy KSE w przypadku strajków w górnictwie, na kolei, podczas ciężkiej zimy.
- Ze względu na nieznaczne zagrożenie dla środowiska oraz zwartość budowy układów gazowych i gazowo-parowych na gaz ziemny, można je lokalizować w okręgach gęsto zaludnionych. Nie wystąpi więc w zasadzie problem ich lokalizacji oraz nie trzeba będzie budować kosztownych, dużych, rozległych systemów ciepłowniczych. Możliwe technicznie dla energetyki moce elektryczne i cieplne układów gazowych i gazowo-parowych rozpoczynają się już zaledwie od kilkudziesięciu kilowatów (problem opłacalności mikroelektrociepłowni gazowych jest jednak ciągle otwarty).
- Łatwość pozyskania i transportu gazu do miejsca jego użytkowania oraz prostota prowadzenia procesu spalania.
- Rosnąca produkcja i podaż turbin gazowych na rynku energetycznym oraz liczba oferujących je firm (głównie zagranicznych). W konsekwencji konkurencja między firmami w walce o rynek obniża ceny oferowanych urządzeń.
- Ostatnią z ważniejszych przesłanek przemawiających za budową zasilanych gazem układów skojarzonych jest zmieniająca się w kraju struktura cen energii elektrycznej, ciepła i gazu ziemnego. Proces uwalniania cen na nośniki energii i dostosowywania ich do cen światowych spowoduje bardzo znaczne zwiększenie atrakcyjności inwestycyjnej omawianych układów. Wynika to z faktu, że obecnie cena gazu w Polsce jest jedną z wyższych w Europie, podczas gdy cena energii elektrycznej jest 1,5 -, a nawet ponad 2-krotnie niższa niż w krajach Unii.

Wszystkie wymienione przesłanki powinny przekonywać do budowy nowoczesnych, inwestycyjnie tanich elektrociepłowni gazowo-parowych na bazie zasilanych gazem ziemnym turbin gazowych [7,8, 14-34, 46,47,48,52,53,62-74].

Ograniczenia w budowie nowych komunalnych elektrociepłowni gazowo-parowych przedstawiono poniżej.

- Zbyt wolno postępująca prywatyzacja i urynkowienie krajowej energetyki. Brak mechanizmów rynkowych (również długoterminowe kontrakty zawarte przez państwową organizację, jaką jest PSE z elektrowniami zawodowymi na zakup ok. 70% energii elektrycznej) hamuje inicjatywy gospodarcze w energetyce, powoduje (utrzymuje) niewłaściwą strukturę kosztów wytwarzania energii w istniejących ciepłowniach, elektrociepłowniach i

elektrowniach oraz znaczny niedostatek środków finansowych na ich modernizację i rozwój.

- Niedostatek krajowych środków finansowych.
- Żądania ekonomiczne inwestorów. Żądania osiągania przez nich maksymalnych zysków bez ponoszenia jakiegokolwiek ryzyka. Inwestorzy, przede wszystkim zagraniczni – w tym państwa zachodnie - dysponujący dużymi możliwościami finansowymi żądają dla siebie sprzecznej z zasadami rynku i konkurencyjności bardzo komfortowej sytuacji, sytuacji, aby państwo polskie gwarantowało im długoterminowymi kontraktami zbyt i cenę na wyprodukowaną energię. Żądają ponadto konsolidacji firm energetycznych w celu przejęcia jak największego rynku energii elektrycznej i cieplnej, nie płacąc za ten rynek, płacąc tylko małą cenę równą wartości księgowej - a nawet niższą od księgowej – za przejmowane, często jednak z dekapitalizowane, urządzenia. To rynek, to możliwość sprzedaży towaru, jakim są nośniki energii – ciepło i energia elektryczna - powinien decydować o cenie sprzedaży firm energetycznych, a nie ich wartość księgowa. Sprzedaż przez państwo podmiotom zagranicznym tylko urządzeń może prowadzić do jego ubożenia. Państwo nie jest przecież samo w sobie źródłem bogactwa, jest bogate zasobnością tworzących je obywateli. Ponadto inwestorzy zagraniczni, międzynarodowe koncerny, stosują tzw. „mechanizmy cen transferowych" (ang. *transfer pricing*). Tam, gdzie państwo jest nieudolne, a prawo dziurawe, sztucznie manipulują w ramach koncernu zyskami i kosztami tak, aby zyski i straty były tam, gdzie im najwygodniej. Straty ponosi zawsze skarb państwa i jego obywatele. Transferują nielegalnie zyski za granicę: np. w postaci opłat - będących oczywiście fikcyjnymi kosztami - na rzecz swoich central, w postaci opłat licencyjnych, bardzo wysokich opłat za ekspertyzy prawne, techniczne, finansowe, eksportują z kraju tanio, importują drogo itd.
- Paradoksalnie, liberalizacja rynku energii połączona z jego prywatyzacją, w sytuacji braku kapitału krajowego może prowadzić do braku rozwoju i modernizacji krajowej energetyki (w przypadku rynków małych, takich jak rynek węgierski i czeski, inwestorzy zagraniczni po ich liberalizacji szybko je opuszczali). Nasz rynek jest jednak bardzo atrakcyjny, gdyż jest rynkiem dużym, a ponadto przewidywany wzrost zużycia energii elektrycznej jest jednym z najwyższych w Europie. To powinno decydować o opłacalności inwestowania w polską energetykę.
- Zbyt małe koszty opłat za zanieczyszczanie środowiska naturalnego. Opłaty ekologiczne za emisję CO_2, SO_2, NO_x i pyłu są na bardzo niskim poziomie (nie odzwierciedlają rzeczywistych szkód, jakie wyrządzają w otoczeniu), co nie zachęca do stosowania w energetyce gazu ziemnego w układach z turbiną gazową.
- Niewłaściwa ekonomicznie relacja ceny gazu ziemnego do ceny energii elektrycznej. Obecnie w Polsce ceny energii elektrycznej (ok. 2-krotnie

mniejsze niż w Zachodniej Europie) są dotowane, toteż nie odzwierciedlają faktycznych kosztów jej wytwarzania - są o ok. 40% niższe od cen uzasadnionych ekonomicznie. Cena gazu w Polsce jest natomiast jedną z wyższych w Europie. Można by przyjąć zasadę, że graniczne relacje cenowe pomiędzy nośnikami energii dla energetyki w sytuacji dotowania cen energii elektrycznej powinny być wyznaczane np. przez powołaną do tego rządową agendę dla założonej granicznej wartości efektywności ekonomicznej (np. wg kryterium zysku *NPV*), dla opanowanych technicznie oraz relatywnie powszechnie stosowanych urządzeń i instalacji energetycznych o najwyższych sprawnościach. W gospodarce skojarzonej powinna być przy tym stosowana metoda kosztu unikniętego dla produktów wytwarzanych ubocznie [82].

- Obecny nadmiar mocy elektrycznej w kraju. Należy jednak pamiętać, że ok. 20 tys. MW mocy elektrycznej z zainstalowanych ok. 32 tys. MW wymaga odnowienia, ponad 3,5 tys. MW w najbliższych latach z uwagi na zużycie techniczne należy wyłączyć z systemu elektroenergetycznego. Nadmiar ten nie powinien więc oznaczać zaniechania inwestowania w nowoczesne, inwestycyjnie tanie technologie gazowe, gazowo-parowe na gaz ziemny o zdecydowanie wyższej sprawności egzergetycznej (elektrycznej), i tym samym, na ogół, wyższej efektywności ekonomicznej. Szacuje się ponadto, że ok. 2010 roku wystąpi niedobór mocy rzędu 5 tys. MW przy zachowaniu stanu obecnego. Inwestowanie w elektrociepłownie gazowo-parowe na gaz ziemny zmniejszyłoby tym samym konieczne, bardzo duże nakłady finansowe (szacowane na wiele miliardów dolarów) na modernizację, rekonstrukcję i restrukturyzację krajowej elektroenergetyki zawodowej.
- Potoczne opinie o zagrożeniu węgla ze strony gazu. Jest to opinia, z którą trudno się zgodzić. Prognozowane zużycie gazu ziemnego w energetyce pozwoli tylko na budowę elektrociepłowni gazowo-parowych o mocy elektrycznej ok. 3,5 tys. MW, tj. mocy, jaka w najbliższych latach będzie wyłączona z KSE. Węgiel jest i będzie podstawowym paliwem w elektrowniach już istniejących. Również rozwój krajowej elektroenergetyki zawodowej w dominującym stopniu oparty będzie na węglu. Szczególnie przydatne dla modernizacji i rozwoju krajowej elektroenergetyki zawodowej, istotnie poprawiającej jej efektywność energetyczną (ulegną bowiem zasadniczej zmianie parametry obiegu cieplnego), będą tzw. czyste technologie węglowe: układy gazowo-parowe zintegrowane ze zgazowaniem węgla, sprzężone technologie gazowo-parowe dwupaliwowe (węglowo-gazowe; udział węgla w energii chemicznej spalanego paliwa będzie wynosił 70-80%), oraz w mniejszym stopniu (stosunkowo niska temperatura spalin dopływających do turbiny gazowej) układy gazowo-parowe z ciśnieniowym spalaniem węgla w kotłach fluidalnych ze złożem stałym i cyrkulacyjnym [1,43,44,51,58]. Pozwolą w sposób racjonalny technologicznie i technicznie korzystać z węgla. Jak już zaznaczono,

poprawią konkurencyjność krajowej elektroenergetyki na europejskim rynku energii, co jest konieczne, zwłaszcza w sytuacji dążenia Polski do członkostwa w Unii Europejskiej.

- Brak analiz opłacalności ekonomicznej budowy i eksploatacji elektrociepłowni na gaz ziemny, z uwzględnieniem lokalnych potrzeb energetycznych.
- Brak wyceny wartości lokalnego rynku energii cieplnej i elektrycznej (rozdział 7).
- Brak świadomości, że dysponując lokalnym rynkiem energii może on być „bezinwestycyjnym" źródłem dochodu, np. gminy.

Podstawowymi warunkami ekonomicznej opłacalności budowy i eksploatacji realizujących gospodarkę skojarzoną, o dużej sprawności elektrycznej elektrociepłowni gazowych, a zwłaszcza gazowo-parowych, jak już zaznaczono, są prywatyzacja i urynkowienie krajowej energetyki oraz ekonomicznie poprawna relacja ceny gazu ziemnego do ceny energii elektrycznej. Ten konieczny warunek ekonomicznie uzasadnionych cen nośników energii jest istotny, pomimo stosowania w rachunku ekonomicznym metody kosztów unikniętych (dużego wpływu produkowanej w układzie energii elektrycznej na efektywność ekonomiczną pracy elektrociepłowni) i zdecydowanie mniejszych dla układów prostych i kombinowanych nakładów inwestycyjnych na jednostkę zainstalowanej mocy, oraz znacznie większych ich sprawności elektrycznych w stosunku do znacznie droższych technologii konwencjonalnych, ale w których spalanym paliwem jest obecnie dużo tańszy węgiel. Koszty paliwa stanowią bowiem (powinny stanowić) ok. 60÷80% rocznych kosztów wytwarzania w elektrociepłowniach energii elektrycznej i cieplnej, podczas gdy udział kosztów kapitałowych w kosztach rocznych wynosi 20 ÷30%.

Układy gazowo-parowe są w małym stopniu stosowane w kraju. Również literatura dotycząca przedmiotu jest bardzo uboga. Projektanci i technolodzy biur projektowych najczęściej zdani są wyłącznie na własną intuicję, co może skutkować nie najlepszymi rozwiązaniami technicznymi, a nawet błędami w doborze urządzeń i termodynamicznych parametrów pracy elektrociepłowni gazowo-parowych. Mała wówczas sprawność egzergetyczna zaprojektowanych elektrociepłowni może być źródłem małej efektywności ekonomicznej ich pracy.

2. Cel i zakres pracy

Układy gazowo-parowe, jak do tej pory, są w małym stopniu stosowane w kraju. Również literatura dotycząca tych układów, zwłaszcza ekonomicznej opłacalności ich budowy i eksploatacji, doboru do nich urządzeń, doboru termicznych parametrów pracy bloku gazowo-parowego, jest bardzo uboga. Celowa jest zatem kompleksowa analiza termodynamiczna i ekonomiczna skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w układach gazowo-parowych opartych na spalaniu gazu ziemnego. Skojarzone wytwarzanie ciepła i energii elektrycznej jest ponadto, zwłaszcza w układach gazowo-parowych, najskuteczniejszym sposobem zmniejszenia zużycia energii chemicznej paliw, i tym samym zmniejszenia emisji szkodliwych produktów spalania do otoczenia. Cieplny układ technologiczny elektrociepłowni jest co więcej bardziej ogólnym przypadkiem wytwarzania energii od układu elektrowni gazowo-parowej. Celem pracy jest zatem sformułowanie metodologii i rozwiązanie zagadnień doboru do układu elektrociepłowni gazowo-parowej:

- optymalnej mocy turbiny gazowej,
- typu kotła odzyskowego i turbiny parowej,
- termodynamicznych parametrów pracy części parowej bloku gazowo-parowego.

W przypadku elektrociepłowni gazowo - parowych istotnym problemem jest wielkość mocy bloku gazowo-parowego w elektrociepłowni, a tym samym wielkość mocy zainstalowanego w niej turbozespołu gazowego, istotnie wpływającego na wysokość nakładów inwestycyjnych, a więc na koszt produkcji ciepła w układzie. Uzupełniającym źródłem ciepła w elektrociepłowni dla bloku mogą być inwestycyjnie tanie kotły wodne lub droższa instalacja dopalająca w części parowej bloku. Zwiększając (zmniejszając) moc cieplną bloku zmniejszamy (zwiększamy) potrzebną, uzupełniającą moc cieplną szczytowych kotłów wodnych lub instalacji dopalającej. Zmienia się wówczas istotnie wartość nakładów inwestycyjnych na elektrociepłownię oraz ilość produkowanej energii elektrycznej w układzie, mającej duży wpływ na efektywność ekonomiczną pracy elektrociepłowni, przy tej samej, zgodnie z wykresem uporządkowanym ilości ciepła grzejnego. Zmieniają się tym samym koszty produkcji ciepła w elektrociepłowni, i w zależności od relacji ceny gazu ziemnego do ceny energii elektrycznej zmieniać się będzie optymalna moc zastosowanej w elektrociepłowni turbiny gazowej.

Z uwagi, że w części gazowej układu gazowo-parowego stosuje się istniejące, konwencjonalne konstrukcje turbin gazowych o znanych parametrach (obecny poziom technologii nie pozwala jeszcze na projektowanie i produkcję turbin gazowych, w przeciwieństwie do turbin parowych i kotłów odzyskowych, dla zadanych, wynikających z konkretnych potrzeb parametrów), parametry

termodynamiczne i ilość produkowanej w kotle odzyskowym pary świeżej, moc turbiny parowej, moc cieplna układu, zależą tym samym od mocy cieplnej i temperatury wylotowych z turbiny gazowej spalin. Koniecznością jest zatem optymalizacja parametrów termodynamicznych pracy części parowej układu gazowo-parowego, doboru do niej typu kotła odzyskowego i turbiny parowej.

Jako kryterium optymalizacji przyjmowano maksimum zysku pracy elektrociepłowni przy jej zadanej mocy cieplnej (dodatek A):

$$Z_R = Q_R(e_c - k_c) \rightarrow \max, \tag{2.1}$$

gdzie:

e_c - jednostkowa cena ciepła,

k_c - jednostkowy koszt produkcji ciepła w elektrociepłowni,

Q_R - roczna produkcja netto energii cieplnej w elektrociepłowni.

Kryterium maksymalizacji średniego rocznego zysku Z_R pracy elektrociepłowni jest równoznaczne z minimalizacją rocznego kosztu produkcji energii cieplnej w elektrociepłowni (dodatek A):

$$K_{Rc} = K_R - E_{el,R} e_{el} \rightarrow \min, \tag{2.2}$$

gdzie:

e_{el} - jednostkowa cena energii elektrycznej,

$E_{el,R}$ - roczna produkcja netto energii elektrycznej w elektrociepłowni,

K_R - roczne koszty działania elektrociepłowni.

W sytuacji gdy występuje niepewność co do wyników analizy ekonomicznej, chociażby ze względu na trudności przewidywania zmian cen nośników energii w okresie działania elektrociepłowni, przyjmowano jako kryterium optymalizacji maksimum mocy, jaką można wygenerować w turbozespole parowym (kryterium maksimum sprawności elektrycznej, egzergetycznej) w części parowej elektrociepłowni przy danym strumieniu entalpii spalin wylotowych z zastosowanej w układzie turbiny gazowej:

$$N_{el}^{TP} \rightarrow \max. \tag{2.3}$$

Zagadnienie optymalnego doboru urządzeń do części parowej układu gazowo-parowego i jej termicznych parametrów pracy, chociaż w mniejszym stopniu z uwagi na brak upustów ciepłowniczych w turbinie parowej, dotyczy również elektrowni gazowo-parowych. Problem ten, jako szczególny przypadek elektrociepłowni, również rozpatrzono w pracy.

W pracy przedstawiono ponadto analizę efektywności termodynamicznej i ekonomicznej wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w układach gazowo-

parowych dwupaliwowych zmodernizowanych elektrociepłowni węglowych. Układy dwupaliwowe stanowią bowiem ważny potencjał modernizacyjny i rozwoju krajowej energetyki opartej w głównej mierze na spalaniu węgla kamiennego i brunatnego. Skojarzona produkcja ciepła i energii elektrycznej z zastosowaniem turbin gazowych umożliwia tworzenie różnych konfiguracji cieplnych układów elektrociepłowni. Zwłaszcza w sytuacji nadbudowy turbiną gazową i kotłem odzyskowym układów parowych istniejących węglowych ciepłowni, elektrociepłowni i elektrowni istnieje w zasadzie nieograniczenie wiele rozwiązań i możliwych konfiguracji powstałych wówczas układów gazowo-parowych dwupaliwowych, węglowo-gazowych. Analiza techniczna i ekonomiczna wszystkich możliwych rozwiązań jest tym samym zadaniem bardzo obszernym. Należy ją przeprowadzać dla konkretnych istniejących elektrociepłowni i elektrowni „indywidualnie". W pracy przedstawiono analizę efektywności ekonomicznej standardowych rozwiązań wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w układach gazowo-parowych dwupaliwowych:

- sprzężonych szeregowo,
- sprzężonych równolegle (sprzężenie równoległe jest najczęściej najbardziej uzasadnionym technicznie i ekonomicznie sposobem modernizacji istniejących ciepłowni i elektrociepłowni węglowych),

oraz zaprezentowano warunki ekonomicznej opłacalności modernizacji przystosowanych do pracy skojarzonej:

- elektrowni węglowych przez nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym.

Sumując, podstawowym celem pracy jest sformułowanie metodologii oraz algorytmów postępowania przy doborze optymalnych rozwiązań układów gazowo-parowych opartych na spalaniu gazu ziemnego, jak i dwupaliwowych układów zmodernizowanych ciepłowni i elektrociepłowni węglowych. W oparciu o wyniki bezwymiarowych rozważań opracowano wiele wykresów, mających ogólny charakter, pozwalających na optymalny dobór urządzeń i termodynamicznych parametrów pracy tych układów. Wielkością umożliwiającą uogólnianie termodynamicznych i ekonomicznych rozważań jest wprowadzona bezwymiarowa wielkość

$$\frac{N_{el}^{TG}}{\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}} = \frac{\sigma_{z\,\min}^{G-P}}{(1+\kappa)}, \tag{2.4}$$

gdzie:

N_{el}^{TG} - elektryczna moc brutto turbozespołu gazowego,

$\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ - znamionowa moc cieplna bloku gazowo-parowego,

$\sigma_{z\,\min}^{G-P}$ - minimalny wskaźnik skojarzenia bloku gazowo-parowego (w układzie bez dopalania),

κ - stosunek minimalnej mocy elektrycznej turbozespołu parowego do mocy turbozespołu gazowego w bloku gazowo-parowym (w układzie bez dopalania).

Celowość wykonania kompleksowej analizy techniczno-ekonomicznej układów gazowo-parowych wynika ponadto z faktu, że perspektywa radykalnego zwiększenia podaży gazu ziemnego umożliwi budowanie w kraju nowych elektrociepłowni kombinowanych oraz modernizację istniejących układów węglowych poprzez ich nadbudowę turbiną gazową, zwiększając tym samym zdecydowanie ich sprawność egzergetyczną.

Prezentowane zagadnienia i algorytmy opracowywane były przez wiele lat. Wyniki uzyskiwane w ramach tych prac zawarte są w publikacjach zamieszczonych w wykazie literatury. W niniejszym opracowaniu podano również rezultaty, które nie były dotąd jeszcze publikowane. Dotyczą one w głównej mierze metodologii doboru rozmieszczenia powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym oraz metodologii obliczeń ekonomicznej opłacalności modernizacji istniejących węglowych elektrociepłowni i elektrowni poprzez ich nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym.

W rozdziale pierwszym przedstawiono przesłanki, które powinny przyczyniać się do budowy nowoczesnych, inwestycyjnie tanich elektrociepłowni gazowych i gazowo-parowych na bazie zasilanych gazem ziemnym turbin gazowych, oraz ograniczenia, jakie występują w ich budowie. Z zaprezentowanych przesłanek i ograniczeń wynika bezpośrednio cel pracy.

W rozdziale trzecim przedstawiono algorytm i wyniki wielowariantowych obliczeń doboru optymalnej mocy cieplnej bloku gazowo - parowego w elektrociepłowni komunalnej. Jako kryterium optymalizacji przyjęto maksimum zysku osiąganego w trakcie eksploatacji elektrociepłowni.

W rozdziale czwartym zaprezentowano metodologię i wyniki obliczeń doboru rozmieszczenia powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym oraz metodologię i wyniki obliczeń doboru do bloku gazowo–parowego w elektrowni i w elektrociepłowni komunalnej typu kotła odzyskowego: jedno- lub dwuciśnieniowego, i tym samym doboru do układu turbiny parowej jedno- lub dwuciśnieniowej. Jako kryterium doboru przyjęto maksymalizację zysku osiąganego w trakcie eksploatacji elektrociepłowni.

W rozdziale piątym opisano algorytm i przedstawiono wyniki wielowariantowych obliczeń doboru optymalnych temperatur i ciśnień pary świeżej wysoko- i niskociśnieniowej produkowanej w kotle odzyskowym w elektrociepłowni i elektrowni gazowo-parowej. Jako kryterium optymalizacji przyjęto maksimum mocy, jaką można wygenerować w turbozespole parowym (maksimum sprawności elektrycznej, egzergetycznej) w części parowej układu gazowo-parowego.

W rozdziale szóstym przedstawiono metodologię obliczeń ekonomicznej opłacalności modernizacji węglowych ciepłowni, elektrociepłowni oraz

przystosowanych do pracy skojarzonej elektrowni kondensacyjnych poprzez ich nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym. Jako kryterium doboru mocy turbiny gazowej do istniejącego układu węglowego przyjęto maksimum zysku osiąganego w trakcie eksploatacji elektrociepłowni.

Postępująca prywatyzacja i urynkowienie krajowej energetyki wymagają wymiernych metod wyliczania wartości krajowych elektrociepłowni i elektrowni, a w istocie wyliczania:

- wartości rynku ciepła i energii elektrycznej.

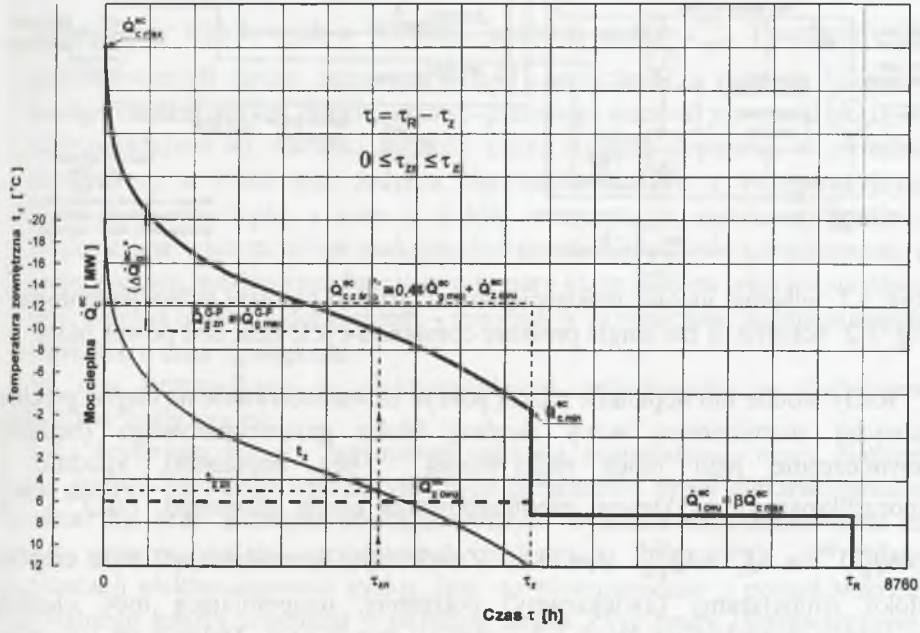
W rozdziale siódmym opisano metodologię i wyniki wielowariantowych obliczeń wyceny wartości rynku ciepła i energii elektrycznej zasilanego z elektrociepłowni gazowo-parowej z zastosowaniem metody wewnętrznej stopy zwrotu inwestycji *IRR*.

Dodatek A poświęcono podstawom zasad analizy efektywności ekonomicznej inwestycji. Obok mierników efektywności przedstawiono wpływ sposobów finansowania inwestycji na wartość tych mierników. Za celowością zamieszczenia tego dodatku w pracy przemawia fakt, że w zasadzie trudno spotkać w literaturze przedmiotu kompendium tych zasad, a w szczególności wpływu sposobów finansowania inwestycji na wartość zdyskontowanego całkowitego zysku *NPV*.

3. Metodologia doboru mocy cieplnej bloku gazowo – parowego przy określonym zapotrzebowaniu na komunalne ciepło grzejne

3.1. Wstęp

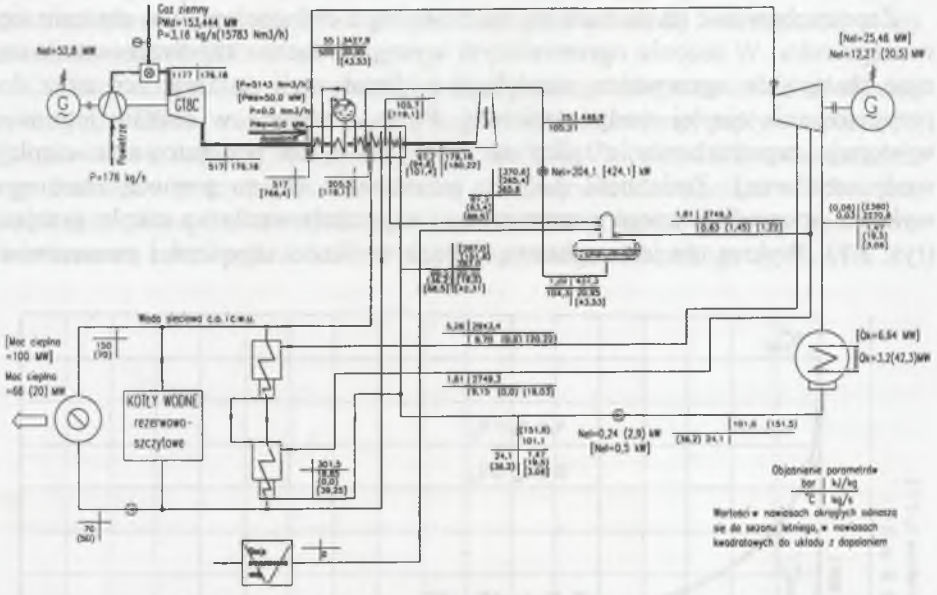
Zapotrzebowanie na komunalną moc cieplną z elektrociepłowni zmienia się w ciągu roku. W sezonie ogrzewniczym występuje łączne zapotrzebowanie na moc służącą do ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji pomieszczeń oraz do przygotowania ciepłej wody użytkowej. Poza sezonem - w okresie letnim - występuje zapotrzebowanie tylko na moc cieplną do przygotowania ciepłej wody użytkowej. Zmienność potrzeb przedstawia się za pomocą rocznego wykresu uporządkowanego sumarycznego zapotrzebowania na ciepło grzejne (rys. 3.1). Wykres ten jest podstawą doboru wielkości urządzeń i parametrów



Rys. 3.1. Roczny uporządkowany wykres sumarycznego zapotrzebowania na ciepło grzejne

Fig. 3.1. Annual heat load duration curve

termicznych pracy elektrociepłowni. W przypadku elektrociepłowni gazowo-parowej, (rys. 3.2), ważnym problemem jest dobór mocy bloku gazowo-parowego, a tym samym dobór mocy zainstalowanego w bloku turbozespołu gazowego, istotnie wpływającego na wysokość nakładów inwestycyjnych, a więc na koszt produkcji ciepła w układzie (wzór A.15 - dodatek A). Uzupełniającym źródłem ciepła w elektrociepłowni dla bloku mogą być inwestycyjnie tanie kotły wodne lub droższa instalacja dopalająca w części parowej bloku (rys. 3.2).



Rys. 3.2. Schemat ideowy elektrociepłowni gazowo-parowej jednociśnieniowej
Fig. 3.2. Scheme of the single pressure combined-cycle heat and power plant

Kotły wodne lub dopalanie muszą pokryć zapotrzebowanie na ciepło grzejne powyżej znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego (będącej równocześnie jego mocą maksymalną - bez dopalania), zgodnie z uporządkowanym wykresem zapotrzebowania ciepła grzejnego: $(\Delta\dot{Q}_g^{cc})^{KW} = (\Delta\dot{Q}_g^{cc})^{dop} = \dot{Q}_c^{cc} - \dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}$ (rys. 3.1). Zwiększając (zmniejszając) moc cieplną bloku zmniejszamy (zwiększamy) potrzebną, uzupełniającą moc cieplną szczytowych kotłów wodnych lub instalacji dopalającej. Zmienia się wówczas istotnie wartość nakładów inwestycyjnych na elektrociepłownię oraz ilość produkowanej energii elektrycznej w układzie (mającej duży wpływ na efektywność ekonomiczną pracy elektrociepłowni - *metoda kosztów unikniętych*), przy tej samej, zgodnie z wykresem uporządkowanym, ilości

ciepła grzejnego. Zmieniają się tym samym koszty produkcji ciepła w elektrociepłowni - rys. 3.6.

W rozdziale, jak już zaznaczono, rozpatrzono dwa możliwe przypadki:

- układ elektrociepłowni komunalnej z blokiem gazowo-parowym i szczytowymi kotłami wodnymi. Znamionowa moc cieplna bloku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}$ zawiera się wówczas w przedziale od mocy minimalnej $\dot{Q}_{c\,min}^{ec}$ do mocy maksymalnej $\dot{Q}_{c\,max}^{ec}$ elektrociepłowni w sezonie ogrzewniczym: $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P} \in \left\langle \dot{Q}_{c\,min}^{ec}; \dot{Q}_{c\,max}^{ec} \right\rangle$,
- układ z blokiem gazowo - parowym i instalacją dopalającą. Maksymalny zakres zmian znamionowej mocy cieplnej bloku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}$, z uwagi na maksymalną dopuszczalną wartość dopalania w kotle odzyskowym (możliwość przepalenia ścian obudowy kotła), jest mniejszy niż w przypadku układu ze szczytowymi kotłami wodnymi. Znamionowa moc cieplna bloku zawiera się wówczas w przedziale $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P} \in \langle \gamma\, \dot{Q}_{c\,max}^{ec}; \dot{Q}_{c\,max}^{ec} \rangle$, przy czym $\gamma\, \dot{Q}_{c\,max}^{ec} > \dot{Q}_{c\,min}^{ec}$. Wartość γ zależy w głównej mierze od temperatury wylotowych z turbiny gazowej spalin t_{wyl}^{TG}. Przeciętnie dla produkowanych turbin gazowych [46,47] wyliczana za pomocą bilansów energii części parowej układu gazowo-parowego wartość γ wynosi ok. 0,55. Odpowiadająca tej wartości wartość czasu trwania dopalania w układzie wynosi $\tau_{zn} \cong 1700$ h/a. Jedynie dla turbin małych z regeneracyjnym wymiennikiem ciepła, a więc o niskiej temperaturze wylotowej spalin – większe jest więc możliwe maksymalne dopalanie w kotle odzyskowym, a więc większa możliwa produkcja w nim pary i tym samym większa możliwa moc cieplna układu z dopalaniem – mnożnik γ przyjmować będzie mniejsze wartości, a czas τ_{zn} większe.

W obu przypadkach w elektrociepłowni zabudowane są dodatkowo rezerwowe kotły wodne.

Jako kryterium doboru optymalnej wartości znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego oraz optymalnych parametrów pracy elektrociepłowni (rozdział 5), przy zadanym uporządkowanym wykresie zapotrzebowania na ciepło grzejne, należy przyjmować maksimum osiąganego w trakcie eksploatacji elektrociepłowni zysku. Jest to równoznaczne z poszukiwaniem minimalnego kosztu produkcji w układzie ciepła. Zysk pracy elektrociepłowni w głównej mierze zależy od mocy turbozespołu gazowego, od poziomu ceny energii elektrycznej, ceny gazu, oraz od wartości $\dot{Q}_{c\,max}^{ec}$.

Podstawowym problemem jest więc dobór mocy turbozespołu gazowego.

3.2. Ocena wpływu dopalania na efektywność ekonomiczną elektrociepłowni gazowo-parowej

Dopalanie w kotle odzyskowym paliwa z udziałem zawartego w spalinach wylotowych z turbiny gazowej tlenu (stosunek nadmiaru powietrza λ w komorze spalania produkowanych turbin gazowych z uwagi na ograniczoną termiczną wytrzymałość materiałów, i tym samym na konieczność obniżania temperatury spalania poprzez spalanie przy dużej ilości powietrza, mieści się w przedziale wartości $\lambda = 2{,}5 \div 4{,}0$; duża wartość λ zwiększa moc sprężarki i zmniejsza moc na zaciskach generatora turbozespołu) stosuje się w dwu przypadkach:

- przy podwyższaniu temperatury spalin wylotowych z turbiny gazowej na wejściu do kotła odzyskowego,
- przy zwiększaniu mocy części parowej układu gazowo-parowego (dopalanie może następować na wejściu do kotła lub np. przed zabudowanym w kotle odzyskowym wymienniku ciepła wody sieciowej c.o. i c.w.u.).

W pierwszym przypadku dopalanie stosuje się, gdy temperatura spalin wylotowych z turbiny gazowej jest stosunkowo mała, tj. niższa od wymaganej temperatury pary świeżej produkowanej w kotle odzyskowym (np. w sytuacji, gdy temperatura ta jest narzucona przez temperaturę pary w kolektorze już istniejącego układu parowego w przypadku jego modernizacji - nadbudowy turbiną gazową wraz z kotłem odzyskowym).

W drugim przypadku zastosowanie w kotle odzyskowym palników dopalających zwiększa elastyczność układu, umożliwiając wzrost produkcji energii elektrycznej i cieplnej (w części parowej układu) przy zwiększonym zapotrzebowaniu. Pozwala to na dopasowywanie produkcji do zmiennych potrzeb (np. pokrywania całorocznego zapotrzebowania na ciepło grzejne, zgodnie z wykresem uporządkowanym).

W pracach [39, 54] przedstawiono analizę wpływu dopalania na sprawność energetyczną elektrowni i elektrociepłowni gazowo-parowych. W przypadku elektrowni kondensacyjnej dopalanie w praktyce zawsze prowadzi do obniżenia sprawności układu. Celem dopalania jest więc tylko uzyskanie wzrostu mocy układu. W przypadku elektrociepłowni produkcja ciepła w skojarzeniu z produkcją energii elektrycznej powoduje, że warunek na konieczny wzrost sprawności produkcji energii elektrycznej w części parowej jest mniej ostry niż dla elektrowni, i dopalanie może prowadzić do wzrostu ogólnej sprawności energetycznej układu przy jednoczesnym zwiększeniu jego mocy: cieplnej i elektrycznej.

Dopalanie jednak jest niekorzystne termodynamicznie, jest bowiem źródłem strat egzergii w kotle odzyskowym i przyczynia się tym samym do wzrostu kosztów eksploatacji elektrowni i elektrociepłowni gazowo-parowych oraz zwiększenia na nie nakładów inwestycyjnych [76,82] (np. na palniki dopalające

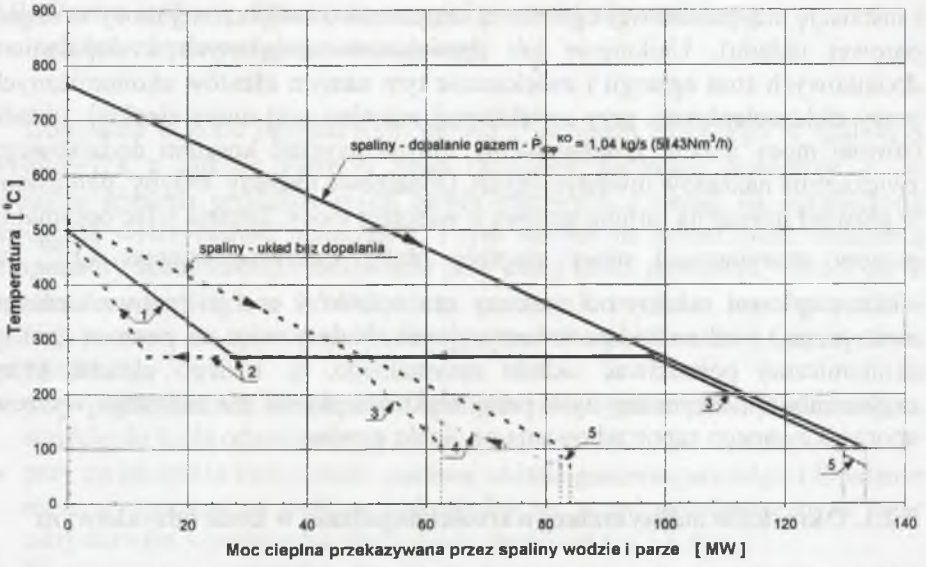
i instalację przypalnikową; ogólnie na urządzenia o zwiększonej mocy w części parowej układu). Uniknięcie lub zmniejszenie związanych z dopalaniem dodatkowych strat egzergii i zwiększenie tym samym efektów ekonomicznych pracy elektrociepłowni, przy zwiększonej znamionowej mocy cieplnej układu (równej mocy układu z dopalaniem), można uzyskać kosztem dodatkowego zwiększenia nakładów inwestycyjnych. Dodatkowe nakłady byłyby poniesione w głównej mierze na turbinę gazową o większej mocy. Istnieje więc optymalny poziom znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}$ w elektrociepłowni zależny od struktury cen nośników energii (paliwa i energii elektrycznej) i od nakładów inwestycyjnych. Należy więc za pomocą analizy ekonomicznej poszukiwać układu optymalnego, tj. takiego układu, który zagwarantuje maksymalny zysk pracy elektrociepłowni dla zadanego wykresu uporządkowanego zapotrzebowania na ciepło grzejne.

3.2.1. Określenie maksymalnej wartości dopalania w kotle odzyskowym

Jak już zaznaczono, dopalanie w kotle jest źródłem strat egzergii (wzór (4.1)). Rośnie średnia wartość różnicy między temperaturą spalin a temperaturą wody i pary w kotle odzyskowym w trakcie przepływu między nimi ciepła. Dopalanie wpływa zatem na zmniejszenie wskaźnika skojarzenia elektrociepłowni gazowo-parowej $\sigma = N_{el}^{ec} / \dot{Q}_{c}^{ec}$ (stosunku całkowitej mocy elektrycznej elektrociepłowni do mocy cieplnej) i w zależności od relacji cenowych nośników energii może pogarszać wskaźniki ekonomiczne pracy układu.

Jako górną granicę dopalania można by przyjąć taką jego wartość, dla której przy założonej minimalnej różnicy temperatur $\Delta T_{\min}^{w}$ między temperaturą spalin i wody na początku parowania, rys. 3.3, (w literaturze przedmiotu wielkość $\Delta T_{\min}^{w}$ określana jest jako przewężenie temperaturowe - ang. *pinch point*; dla kotłów z dopalaniem $\Delta T_{\min}^{w}$ = 10÷20 K) strumień produkowanej pary świeżej w kotle $\dot{m}_{gr}$ jest maksymalny. Wzrost dopalania ponad tę wartość zwiększa wartość *pinch point*, a minimalna wartość różnicy między temperaturą spalin i wody przesuwa się na początek podgrzewania wody zasilającej [53].

Uwzględniając przedstawione uwagi, graniczny strumień pary świeżej $\dot{m}_{gr}$ wyliczany jest dla sytuacji, gdy odcinek krzywej kompozycyjnej dla podgrzewacza wody zasilającej jest równoległy do krzywej kompozycyjnej spalin. Strumień ten wyraża się wówczas wzorem:



Rys. 3.3. Krzywe kompozycyjne - układ z turbiną gazową GT8C - praca w sezonie grzewczym: 1-przegrzewacz; 2-parowacz; 3-podgrzewacz wody zasilającej; 4-podgrzewacz wody c.o. i c.w.u.; 5-podgrzewacz skroplin

Fig. 3.3. Temperature profile in the single pressure heat recovery steam generator with and without supplementary firing – plant based on GT8C turbine – winter season operation: 1-superheater; 2-evaporator; 3-economizer; 4-district heating preheater; 5- preheater

$$\dot{m}_{gr} = \dot{C}\frac{t_s^w - t_{wz}}{i_w^{'} - i_{wz}^{'}}, \tag{3.1}$$

i zależność na graniczną wartość dopalania wynosi:

$$\dot{Q}_{dop\ gr}^{KO} = (\dot{m}_{gr} - \dot{m}_w)(i_w - i_w^{'}). \tag{3.2}$$

Strumień pary świeżej produkowany w kotle odzyskowym bez dopalania wynika z bilansu energii przegrzewacza i parowacza kotła:

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{C}\left[t_{wyl}^{TG} - (t_s^w + \Delta T_{\min}^w)\right]}{i_w - i_w^{'}}, \tag{3.3}$$

gdzie z bilansu energii turbozespołu gazowego, bez uwzględnienia strat ciepła do otoczenia, strumień pojemności cieplnej spalin równa się:

$$\dot{C} = \operatorname{ctg}\alpha = \dot{m}_{sp}^{TG}\,\overline{c}_{sp}^{TG}\Big|_{t_{ot}}^{t_{wyl}^{TG}} = \frac{\dot{P}W_d\,|_{t_{ot}} - N_{el}^{TG}}{t_{wyl}^{TG} - t_{ot}} = \frac{N_{el}^{TG}(1-\eta_{TG})}{\eta_{TG}(t_{wyl}^{TG} - t_{ot})}\,, \qquad (3.4)$$

przy czym:

$$\dot{P}W_d\,|_{t_{ot}} = \frac{N_{el}^{TG}}{\eta_{TG}}\,, \qquad (3.5)$$

gdzie

$W_d\,|_{t_{ot}}$ - wartość opałowa gazu ziemnego w temperaturze otoczenia,

α - kąt ostry nachylenia prostej kompozycyjnej spalin do osi odciętych (osi mocy cieplnej $\dot{Q}$ - rys.3.3). Zmiana wartości kąta α i zmiana mocy cieplnej wylotowych z turbiny gazowej spalin zależą w głównej mierze od zmiany wartości strumienia $\dot{m}_{sp}^{TG}$.

W równaniu (3.3) nie uwzględniono niedogrzania ΔT^{w} wody na wlocie do walczaka z uwagi na jego znikomy wpływ na wartość strumienia masy $\dot{m}_w$ (rozdział 4, wzór (4.26)).

Temperatura spalin po dopalaniu, pomijając straty ciepła przez powierzchnię boczną komory dopalania do otoczenia, wynika z bilansu energii:

$$\dot{P}_{dop}^{KO}W_d\,|_{t_{ot}} + \dot{m}_{sp}^{TG}\,\overline{c}_{sp}^{TG}\Big|_{t_{ot}}^{t_{wyl}^{TG}}(t_{wyl}^{TG} - t_{ot}) = (\dot{m}_{sp}^{TG} + \dot{P}_{dop}^{KO})\,\overline{c}_{sp}^{dop}\Big|_{t_{ot}}^{t_{dop}^{KO}}(t_{dop}^{KO} - t_{ot})\,. \qquad (3.6)$$

Zakładając, że strumień dopalanego w kotle paliwa w stosunku do strumienia masy spalin wylotowych z turbiny gazowej jest mały (co w praktyce ma miejsce), $\dot{P}_{dop}^{KO}\big/\dot{m}_{sp}^{TG} \cong 0$, i że średnie właściwe pojemności cieplne spalin przed i po dopaleniu w rozpatrywanych zakresach temperatury są sobie równe, $\overline{c}_{sp}^{TG}\Big|_{t_{ot}}^{t_{wyl}^{TG}} \cong \overline{c}_{sp}^{dop}\Big|_{t_{ot}}^{t_{dop}^{KO}}$ (co oznacza przyjęcie założenia $\dot{C} = \text{const}$), co nie wprowadza jednak do obliczeń znaczącego błędu, temperatura „dopalania" wyraża się wzorem:

$$t_{dop}^{KO} = t_{wyl}^{TG} + \dot{Q}_{dop}^{KO}\,\frac{\eta_{TG}(t_{wyl}^{TG} - t_{ot})}{N_{el}^{TG}(1-\eta_{TG})}\,, \qquad (3.7)$$

przy czym strumień energii chemicznej dopalanego paliwa równa się:

$$\dot{Q}_{dop}^{KO} = \dot{P}_{dop}^{KO} W_d \, |_{t_{ot}} \,. \tag{3.8}$$

Graniczna temperatura dopalania $t_{dop\ gr}^{KO}$ przekracza na ogół temperaturę spalin wylotowych z turbiny gazowej t_{wyl}^{TG} o ok. 250 K. W przypadku układu z turbiną GT8C $t_{wyl\ GT8C}^{TG} = 517\ ^0\text{C}$ i $t_{dop\ gr}^{KO} = 780{,}1\ ^0\text{C}$.

W [59] zdefiniowano maksymalną dopuszczalną temperaturę dopalania na $t_{dop\ \max}^{KO} = 927\ ^0\text{C}$ (1700 ^{0}F). Jest to wartość przekraczająca o ok.150 K zaproponowaną wartość granicznej temperatury dopalania. Maksymalna wartość dopalania $\dot{Q}_{dop\ \max}^{KO}$ jest zdefiniowana dla sytuacji, w której kocioł odzyskowy (poza instalacją dopalającą) nie różni się w zasadzie od kotła bez dopalania. Należy tylko z uwagi na wyższe temperatury spalin użyć na powierzchnie przegrzewacza, będącego pierwszą powierzchnią ogrzewalną w kotle, wyższych gatunkowo stali oraz zwiększyć grubość izolacji kanałów spalin i obudowy kotła. W przypadku dużego dopalania – powyżej maksymalnego – komora paleniskowa z uwagi na wysoką wówczas temperaturę spalin i możliwość przepalenia ścian kanału musi być ekranowana parowaczem, co podnosi znacząco nakłady inwestycyjne na kocioł.

Wartość graniczną $t_{dop\ gr}^{KO}$ oraz $\dot{P}_{dop\ gr}^{KO}$ i maksymalną wartość $\dot{P}_{dop\ \max}^{KO}$ uzyskuje się wstawiając do wzorów (3.7) i (3.8) wartości dopalania równe wartościom granicznym i maksymalnym: $\dot{Q}_{dop}^{KO} = \dot{Q}_{dop\ gr}^{KO}$ lub $\dot{Q}_{dop\ \max}^{KO}$.

Wartość $\dot{Q}_{dop\ \max}^{KO}$ wyznacza się ze wzoru:

$$\dot{Q}_{dop\ \max}^{KO} = (927 - t_{wyl}^{TG})\dot{C}\,. \tag{3.9}$$

Maksymalny udział paliwa dopalanego w kotle odzyskowym w stosunku do paliwa spalanego w turbinie gazowej wynosi:

$$\frac{\dot{P}_{dop\ \max}^{KO}}{\dot{P}} = \frac{927 - t_{wyl}^{TG}}{t_{wyl}^{TG} - t_{ot}}(1 - \eta_{TG})\,. \tag{3.10}$$

Dla produkowanych turbin gazowych stosunek $\dot{P}_{dop\ \max}^{KO} / \dot{P}$ wynosi ok. 1/2, stosunek $\dot{P}_{dop\ gr}^{KO} / \dot{P}$ ok. 1/3; natomiast odpowiadające im stosunki strumieni pary świeżej: $\dot{m}_{w\max} / \dot{m}_w \cong 2{,}5$ i $\dot{m}_{gr} / \dot{m}_w \cong 2$.

Gdy w kotle odzyskowym stosuje się dopalanie paliwa, z uwagi na wzrost produkcji pary wysokociśnieniowej $\dot{m}_w$ i tym samym zwiększone wówczas wykorzystanie w kotle mocy cieplnej spalin do jej produkcji (rys. 3.2, 3.3), instalowanie w bloku gazowo-parowym kotła dwuciśnieniowego (rozdział 4) może nie mieć sensu. Ma to miejsce w przypadku dużego dopalania $\dot{Q}_{dop}^{KO}$, gdyż strumień pary niskociśnieniowej $\dot{m}_n$ (wzór (4.22); rozdział 4) ma wówczas znikomą wartość. Należy zwrócić uwagę, że czasami można spotkać się z niewłaściwą interpretacją jakoby dopalanie zwiększało sprawność kotła odzyskowego, czyli tym samym byłoby korzystne termodynamicznie. Jak już zaznaczono, dopalanie z uwagi na wzrost produkcji pary wysokociśnieniowej $\dot{m}_w$ i tym samym zwiększone wówczas wykorzystanie w kotle mocy cieplnej spalin do jej produkcji, obniża temperaturę spalin za podgrzewaczem wody zasilającej kocioł (rys. 3.2, 3.3). Tym samym, jeżeli spaliny te opuszczałyby wówczas kocioł, to rzeczywiście sprawność kotła z dopalaniem byłaby wyższa. Oczywiście jednak w jednociśnieniowym kotle odzyskowym, za podgrzewaczem wody zasilającej kocioł (spaliny mają tam temperaturę ok. 200 ^{0}C), zabudowuje się dodatkowe powierzchnie, powierzchnie podgrzewacza wody sieciowej oraz podgrzewacza skroplin (rys. 3.2, 3.3), co obniża temperaturę spalin wylotowych z kotła i zwiększa jego sprawność.

Moc elektryczna turbozespołu gazowego i jego sprawność są podawane przez producenta najczęściej dla temperatury otoczenia t_{ot} = 15°C. W związku z tym w przedstawionych wzorach z uwagi na to, że wartość opałowa gazu w temperaturze otoczenia jest nieznacznie większa od wartości opałowej w temperaturze normalnej t_n=25°C (zaledwie o ok. 0,01 %) można, nie popełniając większego błędu, stosować w bilansie energetycznym zamiast $(W_d)_{ot}$ wartość $(W_d)_n$.

W bilansie energii entalpia fizyczna gazu ziemnego i powietrza w temperaturze otoczenia są równe zero. W przedstawionych wzorach założono ponadto stałość właściwej pojemności cieplnej spalin. Wielkość ta zależy od temperatury, zmienia się jednak w praktyce nieznacznie i dlatego w obliczeniach liczbowych można przyjąć, że jest niezmienna. Założenie stałości pojemności cieplnej spalin ułatwia prowadzenie obliczeń inżynierskich (nie trzeba dzielić na podprzedziały przedziału temperatury spalin od ich temperatury na wlocie do kotła do temperatury wylotowej z kotła) w celu wyznaczenia rozkładu temperatury spalin wzdłuż drogi wymiany ciepła w kotle odzyskowym w funkcji mocy cieplnej $\dot{Q}$ przekazywanej przez spaliny wodzie i parze (tzw. krzywa kompozycyjna spalin). Rozkład ten jest wówczas linią prostą i wyraża się zależnością (rys 3.3):

$$t = t_{wyl}^{TG} - \frac{1}{\dot{C}}\dot{Q}, \tag{3.11}$$

i dla przypadku z dopalaniem:

$$t = t_{dop}^{KO} - \frac{1}{\dot{C}}\dot{Q}, \tag{3.12}$$

gdzie:

$\dot{Q}$ - moc cieplna przekazywana przez spaliny wodzie i parze w kotle odzyskowym, oraz $1/\dot{C}$ równe jest tangensowi kąta α - kąta ostrego nachylenia prostej kompozycyjnej spalin do osi odciętych (osi mocy cieplnej $\dot{Q}$).

We wzorze (3.12), jak już wyżej zaznaczono, pominięto zmianę kąta nachylenia krzywej kompozycyjnej z uwagi na zmianę składu spalin po dopaleniu oraz wzrost ich temperatury, i tym samym nieznaczny wzrost ich pojemności cieplnej. Zmniejszenie kąta α_{dop} w stosunku do kąta α wynosi zaledwie ok. 0,1 % i błąd nieuwzględnienia tej zmiany, jest znikomy.

Przyjęcie jak najmniejszej wartości pinch point ($\Delta T_{\min}^{w} = 6 \div 10$ K dla kotłów bez dopalania) poprawia sprawność egzergetyczną kotła i całego układu gazowo-parowego. Maksymalizuje produkcję pary w kotle (rośnie tym samym moc elektryczna części parowej), minimalizuje średnią różnicę temperatur w trakcie przepływu ciepła w kotle. Minimalizacja różnicy temperatur (również między temperaturą spalin wlotowych do kotła a temperaturą pary świeżej) prowadzi jednak do zwiększania w sposób eksponencjalny powierzchni wymiany w nim ciepła, a więc do zwiększania nakładów inwestycyjnych na kocioł [84]. Istnieje zatem optymalna relacja między tymi wielkościami (podrozdział 4.2).

Przyjęcie wartości granicznej dopalania zgodnie ze wzorem (3.2) powoduje, że różnica między temperaturą spalin i wody w podgrzewaczu wody zasilającej ma stałą minimalną wartość, równą $\Delta T_{\min}^{w}$. Strata egzergii w procesie nieodwracalnego przepływu ciepła ma tym mniejszą wartość, im mniejsza jest różnica temperatur ciał wymieniających ciepło i im wyższa jest temperatura tych ciał. Dlatego w procesach przebiegających w wysokiej temperaturze dopuszcza się większe różnice temperatur przy przepływie ciepła niż przy niskich temperaturach [76,82]. Zminimalizowanie różnicy temperatur w obrębie podgrzewacza wody zasilającej, znajdującego się w kotle, w przedziale niskich temperatur spalin zmniejsza więc stratę egzergii w kotle i tym samym poprawia ekonomiczne wskaźniki jego pracy i całego układu gazowo-parowego.

3.2.2. Wyniki przykładowych obliczeń

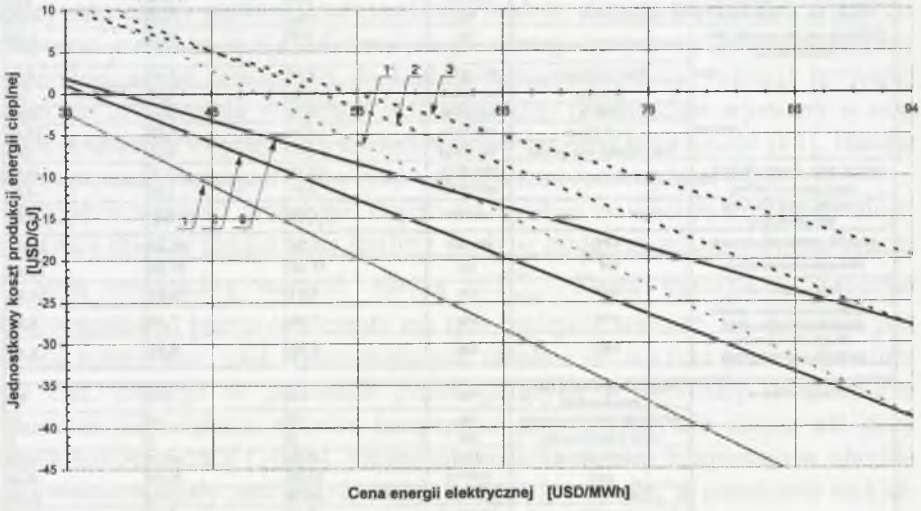
Przeprowadzone obliczenia dla układu bez dopalania i z dopalaniem z turbiną gazową GT8C (tablica 3.1) oraz dla układu bez dopalania z turbiną

gazową PG 7111 (EA) mają charakter przykładowy. Ich celem jest jedynie zilustrowanie wpływu dopalania na efekt ekonomiczny pracy elektrociepłowni

Tablica 3.1

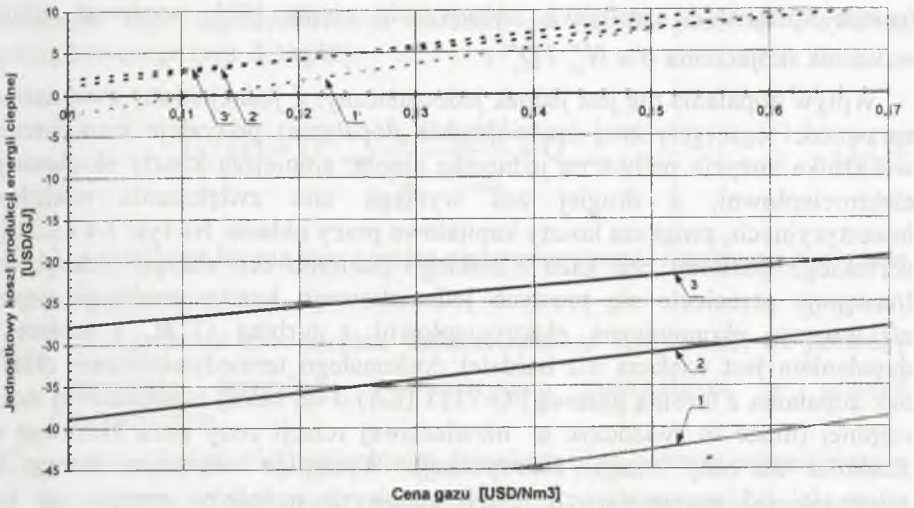
ELEKTROCIEPŁOWNIA GAZOWO-PAROWA			Jednostka	DANE TECHNICZNE I EKONOMICZNE (układ bez dopalania)	DANE TECHNICZNE I EKONOMICZNE (układ z dopalaniem)	DANE TECHNICZNE I EKONOMICZNE (układ bez dopalania)
Szacunkowe nakłady inwestycyjne			**Mln USD**	**51,6**	**56,4**	**61,3**
Turbozespół gazowy	Typ			GT 8C		PG 7111(EA)
	Moc elektr.		MW	52,80	52,80	83,50
	Stopień sprężania		-	15,7	15,7	12,4
	Temp.spalin wylot.		°C	517	517	530
	Sprawność elektr.		%	34,41	34,41	32,57
Praca w sezonie zimowym	Strumień paliwa gazowego	turbina gazowa	MW	153,444	153,44	256,37
			kg/s	3,18	3,18	5,31
		max. dopal.	MW	0,00	50,00	0,00
		w kotle odz.	kg/s	0,00	1,04	0,00
	Czas $\tau_{..}$ trwania dopalania		h/a	0,00	510	0,00
	Śr.strumień dopalanego paliwa		MW	0,00	12,15	0,00
	Moc ciepl. szczyt. c.o. i c.w.u.		MW	68,00	100,00	100,00
	Śr. moc elektr. tur. parow.		MW	16,77	16,77	35,02
	Całk. moc elektr.		MW	71,57	69,57	118,52
	Czas pracy		h/a	4800	4800	4800
Praca w sezonie letnim	Strumień paliwa gazowego	turbina gazowa	MW	153,44	153,44	256,37
			kg/s	3,18	3,18	5,31
		dopalanie	MW	0,00	0,00	0,00
		w kotle odz.	kg/s	0,00	0,00	0,00
	Moc cieplna c.o. i c.w.u.		MW	20	20	20
	Moc elektr. tur. parow.		MW	20,50	20,50	39,49
	Całk. moc elektr.		MW	73,30	73,30	122,99
	Czas pracy		h/a	3624	3624	3624
Całkowite zużycie gazu			Mln Nm3/a	132,95	133,59	222,14
Całkowita prod. en. elektr. netto			GWh/a	585	576	974
Roczny czas τ_u użytkowania cieplnej mocy szczytowej			h/a	3466	3125	3125
Całkowita prod. en. cieplnej netto			TJ/a	848	1125	1125
Koszty roczne						
stałe	Zwrot od kapitału		Mln USD/a	6,77	7,40	8,04
	Remonty		Mln USD/a	1,55	1,69	1,84
	Obsługa		Mln USD/a	0,35	0,35	0,35
zmienne	Koszt paliwa		Mln USD/a	15,95	16,03	26,66
	Koszt za gosp. korz. ze środ.		Mln USD/a	0,01	0,01	0,01
Koszt en.elektr. (koszt uniknięty)			Mln USD/a	-24,56	-24,17	-40,91
Koszt prod. en. cieplnej			Mln USD/a	0,07	1,31	-4,01
Jednostk. koszt produkcji energii cieplnej			**USD/GJ**	**0,08**	**1,16**	**-3,56**
Wartość zaktualizowana netto	**NPV**		**Mln USD**	**31,14**	**34,84**	**63,07**
Wewnętrzna stopa zwrotu	**IRR**		**%/a**	**17,46**	**17,65**	**22,69**
Próg rentowności	**BEP**		**%/a**	**1,21**	**16,62**	**-50,92**
Zdyskontowany okres zwrotu nakładów inwestycyjnych	**DPB**		**lata**	**7,66**	**7,58**	**5,75**
Prosty okres zwrotu nakładów inwestycyjnych	**SPB**		**lata**	**5,57**	**5,52**	**4,47**
Przyjęte założenia	stopa oprocentowania kapit. inwestycyjnego		%/a	8,0	8,0	8,0
	kalkulacyjny okres eksploatacji		lata	15	15	15
	okres trwania budowy		lata	2	2	2
	wartość opałowa gazu		MJ/kg	48,28	48,28	48,28
			MJ/Nm3	35,00	35,00	35,00
	gęstość gazu		kg/Nm3	0,725	0,725	0,725
	cena gazu		USD/Nm3	0,12	0,12	0,12
	jednostkowa cena gazu		USD/GJ	3,43	3,43	3,43
	cena en. elektr.		USD/MWh	42,00	42,00	42,00
	cena en. cieplnej		USD/GJ	7,00	7,00	7,00
	stopa podatku od zysku		%/a	38,00	38,00	38,00
	wskaźnik elektr. potrzeb własnych		% całk. mocy elektr. układu	4,00	4,00	4,00
	całk. czas pracy		h/a	8424	8424	8424

w zależności od poziomu cen gazu ziemnego i energii elektrycznej. Znamionowa moc cieplna (rys. 3.1) $\dot{Q}^{ec}_{c\,max}$ = 100 MW elektrociepłowni gazowo-parowej z turbiną PG 7111 (EA) jest równa znamionowej mocy cieplnej układu z turbiną GT8C z dopalaniem. Na rysunku 3.3 przedstawiono krzywe kompozycyjne dla spalin oraz strumieni parowych i wodnych dla układu z turbiną GT8C. Całkowitą roczną produkcję energii cieplnej netto wyliczono za pomocą wzorów (3.17) i (3.18) dla $\xi = 0{,}5$ i $\beta = 0{,}2$ (dla układu z turbiną GT8C bez dopalania $\beta = 0{,}29$). Założono (co nie wprowadza do obliczeń znaczącego błędu), że cieplne potrzeby własne elektrociepłowni są równe zero, $\varepsilon^{ec}_{Q} = 0$. Wyniki obliczeń jednostkowego kosztu produkcji energii cieplnej zdefiniowanego w dodatku A zestawiono na rysunkach 3.4 i 3.5 dla szerokiego zakresu cen gazu ziemnego i energii elektrycznej. Wartości pośrednie jednostkowego kosztu produkcji ciepła (dla różnych kombinacji cen gazu i energii elektrycznej) należy obliczać stosując interpolację liniową. Wartość ujemna jednostkowego kosztu produkcji energii cieplnej oznacza, że przychód ze sprzedaży wyprodukowanej w układzie energii elektrycznej z naddatkiem pokrywa koszty kapitałowe i koszty eksploatacji elektrociepłowni (dodatek A). Im ta ujemna wartość jest mniejsza, tym elektrociepłownia osiąga większy zysk.



Rys. 3.4. Jednostkowy koszt produkcji energii cieplnej w funkcji ceny energii elektrycznej dla ceny gazu: 1-3 - 0,1 USD/Nm3; 1-3 - 0,17 USD/Nm3 (1,1 -PG7111EA; 2,2 - GT8C; 3,3 -GT8C+dopalanie)

Fig. 3.4. Specific cost of heat production as a function of electricity price



Rys. 3.5. Jednostkowy koszt produkcji energii cieplnej w funkcji ceny gazu dla ceny energii elektrycznej: 1-3 - 94 USD/MWh; 1'-3' - 36 USD/MWh (1,1'-PG7111EA; 2,2'- GT8C; 3,3'-GT8C+dopalanie)

Fig. 3.5. Specific cost of heat production as a function of gas price

Przyjęty do obliczeń zakres ceny gazu ziemnego wynosi od 0,10 do 0,17 USD/Nm^3, natomiast zakres ceny energii elektrycznej wynosi od 36 do 94 USD/MWh (rys. 3.4, 3.5).

Cena gazu w Polsce jest jedną z wyższych w Europie, natomiast cena energii elektrycznej jest zdecydowanie najniższa.

W tablicy 3.1 zamieszczono dodatkowo przykładowe wartości *NPV*, *IRR*, *BEP*, *DPB*, *SPB* dla takiego samego zestawu przykładowych danych wejściowych jak w [2], aby można było porównać efektywność ekonomiczną elektrociepłowni gazowo-parowych o różnych znamionowych mocach cieplnych. Całkowity zysk netto *NPV* pracy elektrociepłowni o tej samej znamionowej mocy cieplnej $\dot{Q}^{ec}_{c\,max}$=100 MW w przypadku układu bez dopalania (PG7111EA) wynosi 63,07 mln USD, a w przypadku układu z dopalaniem *NPV* tylko 34,84 mln USD. Elektrociepłownia z PG7111EA ponadto „szybciej się spłaca"; *DPB* wynosi dla niej 5,75 lat, gdy dla układu z GT8C *DPB* = 7,58 lat.

Wyniki obliczeń wykazują, że jednostkowy koszt produkcji energii cieplnej zmniejsza się w miarę zwiększania wydajności znamionowej (oraz w miarę wzrostu rocznego czasu jej wykorzystania [2]).

Na jednostkowy koszt ciepła bardzo korzystnie wpływa zmniejszenie strat egzergii (dopalania) w układzie (zwiększenia jego stopnia doskonałości termodynamicznej). Minimalizowanie dopalania wywołuje bowiem zmniejszanie wskaźnika zużycia paliwa na jednostkę wyprodukowanego ciepła

(rośnie sprawność cząstkowa wytwarzania ciepła [76], ponieważ rośnie wskaźnik skojarzenia $\sigma = N_{el}^{ec} / \dot{Q}_{c}^{ec}$).

Wpływ dopalania nie jest jednak jednoznaczny. Z jednej strony zwiększenie sprawności egzergetycznej (zmniejszenie dopalania) powoduje zmniejszenie wskaźnika zużycia paliwa na jednostkę ciepła, zmniejsza koszty eksploatacji elektrociepłowni, z drugiej zaś wymaga ono zwiększenia nakładów inwestycyjnych, zwiększa koszty kapitałowe pracy układu. Na rys. 3.4 i 3.5 dla wysokiego poziomu cen gazu i niskiego poziomu cen energii elektrycznej (następuje przecięcie się prostych jednostkowego kosztu produkcji ciepła) efektywność ekonomiczna elektrociepłowni z turbiną GT8C i kotłem z dopaleniem jest większa niż bardziej doskonałego termodynamicznie układu bez dopalania z turbiną gazową PG 7111 (EA) o tej samej znamionowej mocy cieplnej (może to świadczyć o niewłaściwej relacji ceny gazu ziemnego w stosunku do ceny energii elektrycznej). Występuje więc tym samym w zależności od wspomnianych relacji cenowych nośników energii, jak już zaznaczono, konieczność poszukiwania optymalnej znamionowej mocy turbiny gazowej.

Reasumując:

- stosowanie dopalania w kotle odzyskowym pozwala na uniezależnienie się od mocy i obciążenia turbiny gazowej oraz termicznych parametrów wylatujących z niej spalin. Dopalanie pogarsza jednak sprawność egzergetyczną obiegu gazowo-parowego (dodatkowa energia pochodząca ze spalania paliwa w kotle nie „przepracowuje" w turbinie gazowej, tj. w zakresie górnych temperatur obiegu), i tym samym, przy poprawnej ekonomicznie relacji ceny gazu do ceny energii elektrycznej, pogarsza wskaźniki ekonomiczne pracy układu,
- należy za pomocą analizy ekonomicznej poszukiwać układu optymalnego, który zgodnie z wykresem uporządkowanym pokryje całoroczne zapotrzebowanie na ciepło grzejne. Jako kryterium optymalizacji należy przyjąć maksimum zysku pracy elektrociepłowni.

3.3. Roczny uporządkowany wykres sumarycznego zapotrzebowania na ciepło grzejne

Łączne zapotrzebowanie na komunalną moc cieplną z elektrociepłowni (ciepłowni) służącą do ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji pomieszczeń oraz do przygotowania ciepłej wody użytkowej zmienia się w ciągu roku. Zapotrzebowanie na moc cieplną w sezonie ogrzewniczym zależy od temperatury zewnętrznej (otoczenia), która w zależności od strefy klimatycznej najczęściej jest dana w postaci tabelarycznej lub wykresu uporządkowanego.

Zmienność tego zapotrzebowania przedstawia się za pomocą wykresu uporządkowanego (rys. 3.1) [82]:

$$\dot{Q}_c^{ec}(\tau) = \dot{Q}_{g\ max}^{ec} \frac{t_w - t_z(\tau)}{t_w - t_{z\ min}} + \dot{Q}_{z\ cwu}^{ec}, \qquad (3.13)$$

gdzie:

$\dot{Q}_c^{ec}(\tau)$, - chwilowa łączna moc cieplna elektrociepłowni (ciepłowni) w sezonie ogrzewniczym,

$\dot{Q}_{g\ max}^{ec}$ - maksymalna moc cieplna elektrociepłowni (ciepłowni) na potrzeby ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji pomieszczeń w sezonie ogrzewniczym,

$\dot{Q}_{z\ cwu}^{ec}$ - moc cieplna elektrociepłowni (ciepłowni) w sezonie ogrzewniczym (niezależna od temperatury zewnętrznej) do przygotowania ciepłej wody użytkowej; wartość mocy $\dot{Q}_{z\ cwu}^{ec}$ (tak jak i mocy $\dot{Q}_{l\ cwu}^{ec}$ poza sezonem) przyjmuje się na stałym poziomie; moc $\dot{Q}_{z\ cwu}^{ec}$ jest większa od mocy $\dot{Q}_{l\ cwu}^{ec}$ o ok. 20 ÷35% z uwagi na niższą temperaturę podgrzewanej wody wodociągowej w zimie (ok. 7÷8°C; w lecie ok. 20°C), z uwagi na większe straty ciepła w sezonie ogrzewniczym oraz ze względu na korzystanie latem z chłodnej wody do kąpieli,

t_w - temperatura wewnętrzna ogrzewanego pomieszczenia (najczęściej t_w = + 20°C),

$t_z(\tau)$, $t_{z\ min}$ - chwilowa i minimalna (obliczeniowa) temperatura zewnętrzna ($t_{z\ min}$ w zależności od strefy klimatycznej waha się w kraju od - 22°C do - 18°C [82]). W zasadzie zapotrzebowanie ciepła do celów wentylacji ma stałą wartość poniżej temperatury zewnętrznej t_z = -5°C. Nieuwzględnienie tego faktu ma jednak pomijalnie mały wpływ na wykres uporządkowany łącznego zapotrzebowania ciepła do ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji pomieszczeń oraz do przygotowania ciepłej wody użytkowej.

W przypadku braku dokładnego wykresu uporządkowanego temperatury zewnętrznej $t_z(\tau)$ (za pomocą którego dla przyjętej temperatury początku sezonu ogrzewniczego można wyznaczyć czas jego trwania) dla danego obszaru (strefy klimatycznej) można posługiwać się w analizach przybliżonych dla okresu ogrzewniczego zunifikowanym wykresem zredukowanym [82]:

$$\frac{t_{pg} - t_z(\tau)}{t_{pg} - t_{z\ min}} = 1 - \sqrt[3]{\frac{\tau}{\tau_z}} + \left(\frac{\tau}{\tau_z}\right)^2 \left(1 - \sqrt{\frac{\tau}{\tau_z}}\right), \qquad (3.14)$$

gdzie:
t_{pg} - temperatura początku sezonu ogrzewniczego ($t_{pg} = +12^{\circ}C$),
τ - czas ($0 \le \tau \le \tau_z$),
τ_z - czas trwania sezonu ogrzewniczego (najczęściej τ_z waha się od 5040 ÷ 5400 h, tj. 210 ÷ 225 dni).

Poza sezonem ogrzewniczym (w okresie letnim), jak już zaznaczono, występuje głównie zapotrzebowanie na ciepło grzejne tylko do przygotowania ciepłej wody użytkowej. Przyjmuje się je na stałym poziomie $\dot{Q}^{ec}_{1cwu}$ = idem, i wartość ta w praktyce wynosi od 5 do 15% szczytowego obciążenia cieplnego $\dot{Q}^{ec}_{c\,max}$ ($\dot{Q}^{ec}_{c\,max} = \dot{Q}^{ec}_{g\,max} + \dot{Q}^{ec}_{z\,cwu}$).

Całkowite roczne zapotrzebowanie ciepła grzejnego brutto wynosi:

$$Q_{R\,brutto} = \dot{Q}^{ec}_{g\,max} \int_0^{\tau_z} \frac{t_w - t_z(\tau)}{t_w - t_{z\,min}} d\tau + \dot{Q}^{ec}_{z\,cwu}\tau_z + \dot{Q}^{ec}_{1cwu}\tau_1 = \dot{Q}^{ec}_{c\,z\,śr}\Big|_0^{\tau_z}\tau_z + \dot{Q}^{ec}_{1cwu}\tau_1 . \tag{3.15}$$

Średnia łączna moc cieplna elektrociepłowni w sezonie ogrzewniczym $\dot{Q}^{ec}_{c\,z\,śr}\Big|_0^{\tau_z}$, służąca do ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji pomieszczeń oraz do przygotowania ciepłej wody użytkowej, po podstawieniu zależności (3.14) do (3.15) i po wykonaniu operacji całkowania wyraża się wzorem:

$$\dot{Q}^{ec}_{c\,z\,śr}\Big|_0^{\tau_z} = \dot{Q}^{ec}_{g\,z\,śr}\Big|_0^{\tau_z} + \dot{Q}^{ec}_{z\,cwu} = \frac{\dot{Q}^{ec}_{g\,max}}{t_w - t_{z\,min}}\left[\left(t_w - t_{pg}\right) + \frac{25}{84}\left(t_{pg} - t_{z\,min}\right)\right]$$
$$+ \dot{Q}^{ec}_{z\,cwu} \cong 0{,}44\,\dot{Q}^{ec}_{g\,max} + \dot{Q}^{ec}_{z\,cwu} . \tag{3.16}$$

W praktyce do wyliczania ilości ciepła $Q_{R\,brutto}$ wygodnie jest posługiwać się rocznym czasem τ_s użytkowania cieplnej mocy szczytowej elektrociepłowni $\dot{Q}^{ec}_{c\,max}$:

$$Q_{R\,brutto} = \dot{Q}^{ec}_{c\,max}\tau_s = \dot{Q}^{ec}_{c\,z\,śr}\Big|_0^{\tau_z}\tau_z + \dot{Q}^{ec}_{1cwu}\tau_1 , \tag{3.17}$$

skąd

$$\tau_s = \frac{\dot{Q}^{ec}_{c\,z\,śr}\Big|_0^{\tau_z}}{\dot{Q}^{ec}_{c\,max}}\tau_z + \frac{\dot{Q}^{ec}_{1cwu}}{\dot{Q}^{ec}_{c\,max}}\tau_1 = \xi\tau_z + \beta\tau_1 , \tag{3.18}$$

gdzie wielkość ξ wynosi w praktyce ok. 0,5, natomiast $\beta \in \langle 0{,}05;\ 0{,}15\rangle$.

Roczny czas pracy elektrociepłowni (ciepłowni) wynosi przeciętnie $\tau_R = \tau_z + \tau_l \equiv 8424$ h (ok. 2 tygodnie postoju w roku w miesiącach wakacyjnych).

3.4. Algorytm obliczeń optymalizacyjnych doboru wielkości urządzeń bloku gazowo-parowego w elektrociepłowni

Pokrycie zapotrzebowania na ciepło grzejne przez elektrociepłownię gazowo - parową zgodnie z wykresem uporządkowanym - rys.3.1 - może odbywać się z bloku gazowo-parowego o znamionowej mocy cieplnej $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn}$ (moc $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn}$ jest tożsama z maksymalną - bez dopalania - mocą cieplną bloku, $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} \equiv \dot{Q}^{G-P}_{g\,max}$; moc $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn}$ zależy od znamionowej mocy elektrycznej turbozespołu gazowego N^{TG}_{el}), i kotłów wodnych będących składowymi elementami elektrociepłowni (rys.3.2). Optymalna wartość znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo - parowego, jak już zaznaczono, zależy w głównej mierze od poziomu ceny energii elektrycznej, ceny gazu, wartości $\dot{Q}^{ec}_{c\,max}$ oraz od nakładów inwestycyjnych na blok (zależnych od mocy N^{TG}_{el}). Przedział zmienności $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn}$ (w którym znajduje się $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn\,opt}$) wynosi: $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} \in \langle \dot{Q}^{ec}_{c\,min}; \dot{Q}^{ec}_{c\,max} \rangle$, przy czym $\dot{Q}^{ec}_{c\,min}$ wylicza się ze wzoru (3.13) dla $t_z = t_{pg}$.

Znamionową moc cieplną bloku gazowo - parowego można przedstawić jako funkcję czasu jej użytkowania τ_{zn} ($\tau_{zn} \in \langle 0 ; \tau_z \rangle$). Funkcja ta wynika z zależności (3.13) i (3.14):

$$\dot{Q}^{G-P}_{gzn}(\tau_{zn}) = \frac{\dot{Q}^{ec}_{g\,max}}{t_w - t_{z\,min}} \left\{ t_w - t_{pg} + (t_{pg} - t_{z\,min}) \left[1 - 3\sqrt{\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}} + \left(\frac{\tau_{zn}}{\tau_z} \right)^2 \left(1 - \sqrt{\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}} \right) \right] \right\} + \dot{Q}^{ec}_{zcwu} \qquad (3.19)$$

Ciepło grzejne z bloku dostarczane jest za pomocą połączonych szeregowo wymienników ciepła o liczbie l (w praktyce najczęściej $l = 2$) zasilanych parą o entalpii właściwej i_{ju} i strumieniu $\dot{m}_{ju}$ z upustów turbiny parowej, oraz z wymiennika *spaliny-woda sieciowa* zabudowanego w końcowej strefie kotła w zakresie temperatur $t^{w}_{wyl} - t^{s-w}_{wyl}$ (rys 3.2):

$$\dot{Q}^{G-P}_{g} = \sum_{j=1}^{l} \dot{m}_{ju} (i_{ju} - i_{wc}) + \dot{C}(t^{w}_{wyl} - t^{s-w}_{wyl}), \qquad (3.20)$$

gdzie:

i_{wc} - entalpia właściwa wody za połączonymi szeregowo podgrzewaczami wody sieciowej,

t^{w}_{wyl} - temperatura spalin za częścią wysokociśnieniową kotła odzyskowego,

t^{s-w}_{wyl} - temperatura spalin za wymiennikiem *spaliny-woda sieciowa.*

W przypadku kotła dwuciśnieniowego we wzorze (3.20) za temperaturę t^{w}_{wyl} należy podstawić temperaturę t^{n}_{wyl} (wzór (4.28)).

Praca bloku łącznie z kotłami wodnymi , jak już zaznaczono, powinna zapewniać maksimum zysku pracy elektrociepłowni przy zadanym uporządkowanym wykresie zapotrzebowania na ciepło grzejne. Uruchamiając kotły wodne, obciąża się je od razu według technicznego minimum. Nieuwzględnienie tego faktu nie wprowadza jednak do obliczeń znaczącego błędu.

Zamiast szczytowych kotłów wodnych można zastosować dopalanie paliwa w kotle odzyskowym bloku gazowo-parowego.

Algorytm obliczeń optymalnej znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego przy zadanym uporządkowanym wykresie zapotrzebowania na ciepło grzejne przedstawia się następująco. Dla przyjętej w pierwszym kroku optymalizacji wartości $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} \in \langle \dot{Q}^{ec}_{c\,min}; \dot{Q}^{ec}_{c\,max} \rangle$ wylicza się z równania (3.13) dla $\dot{Q}^{ec}_{c} = \dot{Q}^{G-P}_{g\,zn}$ wartość $t_{z\,zn}$ oraz następnie z charakterystyki sieci cieplnej [82] temperaturę gorącej wody sieciowej, będącej nośnikiem przesyłowym ciepła z elektrociepłowni:

$$t_{g\,zn} = t_{w} + \left(t_{g\,max} - t_{w}\right)\frac{t_{w} - t_{z\,zn}}{t_{w} - t_{z\,min}}. \qquad (3.21)$$

Dla wyliczonej wartości $t_{g\,zn}$ wyznacza się parametry upustowej pary grzejnej z zaczepu(-ów) turbiny parowej do podgrzewania wody sieciowej w stacji wymienników ciepła *para-woda sieciowa.* Z uwagi na zakres zmienności temperatury wody gorącej t_g stosuje się w praktyce jeden lub dwa połączone szeregowo wymienniki ciepła: podstawowy zasilany parą o ciśnieniu 0,12 ÷ 0,2 MPa (dolna wartość ciśnienia ograniczona jest panującą temperaturą w odgazowywaczu wynoszącą 105°C) i podszczytowy, w przypadku dużego zakresu temperatury. Ciśnienie zasilającej wymiennik pary upustowej odpowiada temperaturze jej nasycenia zazwyczaj większej o $\Delta t = 3$ K od temperatury $t_{g\,zn}$. Maksymalna wartość $t_{g\,max}$ równa się 150°C dla $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} = \dot{Q}^{ec}_{c\,max}$ (w krajach zachodnich i skandynawskich ta temperatura jest

dużo niższa i wynosi 110-120 °C; istnieje więc problem określenia optymalnej wartości $t_{g\,max}$ dla nowych elektrociepłowni w kraju). Upustowa para grzejna ma wówczas ciśnienie 0,5 ÷ 0,7 MPa. W przypadku zastosowania w układzie dopalania, niezależnie od poziomu mocy cieplnej $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}$, dwóch wymienników ciepła (l = 2, wzór (3.20), rys. 3.2) o jednakowych maksymalnych przyrostach temperatury wody sieciowej w obu wymiennikach [36], $\Delta t_1 = \Delta t_2 = (150\text{-}70)/2 = 40$ K (przyrosty te odpowiadają maksymalnym parametrom wody gorącej i powrotnej 150°C/70°C dla minimalnej temperatury otoczenia), gdyż blok musi pokryć zapotrzebowanie na ciepło grzejne w całym zakresie temperatur: jeden wymiennik zasilany parą o ciśnieniu 0,526 MPa, któremu odpowiada temperatura nasycenia 153°C, i drugi zasilany parą o ciśnieniu 0,161 MPa, któremu odpowiada temperatura nasycenia 113°C [49]. Maksymalna moc cieplna wymiennika(-ów) ograniczona jest przez wielkość dostępnego strumienia pary upustowej. Maksymalny pobór pary grzejnej z upustu(-ów) musi zagwarantować, że pozostały przepływ strumienia kondensacyjnego zapewni dostateczne chłodzenie niskoprężnej części wirnika turbiny. Przepływ ten powinien wynosić od 7 do 9% dolotowego do turbiny strumienia pary produkowanej w kotle odzyskowym bloku gazowo - parowego. W układach gazowo-parowych elektrociepłowni komunalnych instaluje się zazwyczaj turbiny parowe upustowo-kondensacyjne. Zastosowanie turbiny przeciwprężnej powodowałoby, że w przypadku zmniejszonych potrzeb cieplnych turbina gazowa „musiałaby pracować częściowo na gorący komin" - wylot spalin z turbiny do komina zamiast do kotła odzyskowego - lub z niepełnym obciążeniem. Praca układu byłaby wówczas nieefektywna termodynamicznie i ekonomicznie [8]. Inną możliwością byłoby unieruchomienie bloku i włączenie kotłów wodnych. Warunkiem „spłacenia się" inwestycji jest jednak praca podstawowych urządzeń. Gdy urządzenia nie pracują lub są krótko, nie w pełni, wykorzystywane, mogą nie tylko „nie przynieść" zysku, ale i nie zwrócić poniesionych nakładów inwestycyjnych. Dlatego w komunalnych elektrociepłowniach gazowo-parowych zainstalowanie parowego turbozespołu upustowo-kondensacyjnego pozwala na bardzo elastyczną całoroczną pracę układu, dopasowywania się do zmiennego zapotrzebowania na ciepło grzejne oraz pracę układu nawet przy całkowitej kondensacji - pod warunkiem braku ograniczeń w sprzedaży mocy elektrycznej. Turbiny parowe przeciwprężne mają zastosowanie w elektrociepłowniach, gdzie obok potrzeb cieplnych komunalnych są na odpowiednio wysokim poziomie całoroczne potrzeby cieplne technologiczne: w gorącej wodzie lub w parze.

Po wyznaczeniu parametrów upustowej pary grzejnej wylicza się minimalną (przy maksymalnym upuście(-ach) pary) i średnią moc elektryczną turbozespołu parowego w sezonie ogrzewniczym $N_{el\,\min}^{TP}$, $N_{elśr}^{TP}$. Wartość

$N_{elśr}^{TP} = \int_{\tau_{zn}}^{\tau_z} \mathrm{N}_{\mathrm{el}\ z}^{\mathrm{TP}}(\tau)\mathrm{d}\tau / (\tau_z - \tau_{zn})$ można wyliczać bez popełnienia znaczącego błędu dla średniej wartości strumienia upustowej pary grzejnej zasilającej wymiennik ciepła *para-woda sieciowa*. Wartość tego strumienia wynika z podzielenia różnicy średniej mocy cieplnej bloku

$\dot{Q}_{c\ z\ śr}^{G\text{-}P}\Big|_{\tau_{zn}}^{\tau_z} = \int_{\tau_{zn}}^{\tau_z} Q_c^{ec}(\tau)\mathrm{d}\tau / (\tau_z - \tau_{zn}) = (\dot{Q}_{c\ z\ śr}^{ec}\Big|_0^{\tau_z}\tau_z - \dot{Q}_{c\ z\ śr}^{ec}\Big|_0^{\tau_{zn}}\tau_{zn})/(\tau_z - \tau_{zn})$, i mocy cieplnej - wyliczanej za pomocą krzywej kompozycyjnej spalin - zabudowanego w końcowej strefie jednociśnieniowego kotła odzyskowego wymiennika *spaliny-woda sieciowa* do podgrzewania wody sieciowej, przez spadek entalpii tego strumienia w wymienniku *para-woda sieciowa*. W przypadku dużej mocy turbiny gazowej, w celu optymalnego wykorzystania entalpii spalin w warunkach pracy bloku poza sezonem ogrzewniczym, czyli w okresie letnim, należy rozważyć w układzie kocioł odzyskowy dwuciśnieniowy. Zapotrzebowanie na ciepło grzejne w lecie (tylko do przygotowania c.w.u.) może być znacznie mniejsze od dostępnej mocy cieplnej spalin w końcowej strefie kotła odzyskowego. Dlatego w takiej sytuacji należałoby w miejscu lub przed podgrzewaczem wody sieciowej zabudować w kotle powierzchnie do produkcji pary niskociśnieniowej. Przychód ze sprzedaży dodatkowej, znaczącej wówczas ilości energii elektrycznej wytworzonej przez strumień tej pary - rozprężającej się bowiem w większości (tylko część tej pary jest pobierana z upustu turbiny parowej na potrzeby ciepła grzejnego do przygotowania c.w.u.) aż do ciśnienia panującego w skraplaczu - może przewyższyć (w zależności od ceny energii elektrycznej) dodatkowe koszty kapitałowe, konserwacji i remontów spowodowane wzrostem nakładów inwestycyjnych na kocioł odzyskowy dwuciśnieniowy, rurociągi łączące go wówczas z turbiną parową dwuciśnieniową itd., a tym samym zwiększyć zysk pracy elektrociepłowni (rozdział 4).

Czas pracy bloku gazowo-parowego ze znamionową mocą cieplną $\tau_{zn} \in \langle 0\ ;\ \tau_z \rangle$ wylicza się z równania (3.14) dla $t_z(\tau) = t_{z\ zn}$. Następnie ustala się nakłady inwestycyjne na blok gazowo - parowy oraz kotły wodne (lub instalację dopalającą w kotle odzyskowym łącznie z nakładami na powiększenie urządzeń części parowej bloku), pokrywające zapotrzebowanie na ciepło powyżej wartości znamionowej $\dot{Q}_{g\ zn}^{G\text{-}P}$, równe $\int_0^{\tau_{zn}} (\Delta\dot{Q}_g^{ec}(\tau))^* \mathrm{d}\tau = \int_0^{\tau_{zn}} \left(\dot{Q}_c^{ec}(\tau) - \dot{Q}_{g\ zn}^{G\text{-}P}\right) d\tau$ (rys.3.1). W przypadku układu z dopalaniem dodatkowe nakłady na zwiększenie mocy urządzeń części parowej bloku ponoszone są w głównej mierze na palniki dopalające i zwiększony kocioł odzyskowy. Moc turbiny parowej przy maksymalnym dopalaniu w kotle odzyskowym $(\Delta\dot{Q}_g^{ec})^{dop\ max} =$

$\dot{Q}^{ec}_{c\,max} - \dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn\,min}$ wzrasta nieznacznie (o ok. 20%) w porównaniu z maksymalną mocą turbiny w układzie bez dopalania - $N^{TP}_{el\,max} \equiv N^{TP}_{ell}$. Wydajność kotła odzyskowego może wzrosnąć natomiast nawet ok. 2,5-krotnie (przy ekranowaniu ścian komory dopalania parowaczem nawet 4-krotnie). Po ustaleniu nakładów, dla przyjętych cen energii elektrycznej, gazu i ciepła, wylicza się zysk pracy elektrociepłowni w obliczeniowym okresie jej eksploatacji. W praktyce, z uwagi że całkowity zdyskontowany zysk pracy elektrociepłowni *NPV* jest sumą zdyskontowanych zysków rocznych, wystarczy obliczyć średni roczny zysk Z_R (dodatek A).

Kolejne kroki obliczeń optymalizacyjnych dla różnych wartości $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn}$ powtarza się aż do uzyskania maksymalnej wartości zysku pracy elektrociepłowni $Z_R = Z_{Rmax}$. Odpowiadająca tej maksymalnej wartości Z_{Rmax} wartość znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo - parowego jest poszukiwaną wartością optymalną $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn\,opt}$.

3.5. Analityczne rozwiązanie problemu optymalnego doboru znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego

3.5.1. Funkcja celu w procedurze optymalizacyjnej

Roczny zysk pracy elektrociepłowni wynika z równania (dodatek A):

$$Z_R = \Big[\Big(N^{G\text{-}P}_{el\,min}\tau_{zn} + \int_0^{\tau_{zn}} \Delta N^{TP}_{el\,dop}(\tau)d\tau + \int_{\tau_{zn}}^{\tau_z} N^{G\text{-}P}_{el\,z}(\tau)d\tau \Big) e_{el\,z} + N^{G\text{-}P}_{el\,l}\tau_l\, e_{el\,l} \Big](1-\varepsilon^{ec}_{el}) +$$

$$+\Big[\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn}\tau_{zn} + \int_0^{\tau_{zn}} (\Delta\dot{Q}^{ec}_{g}(\tau))^{*}\,d\tau + \int_{\tau_{zn}}^{\tau_z} \dot{Q}^{G\text{-}P}_{c}(\tau)d\tau + \dot{Q}^{G\text{-}P}_{l\,cwu}\tau_l\Big](1-\varepsilon^{ec}_{Q})\, e_c - K_R \rightarrow \max, \tag{3.22}$$

przy czym pierwszy składnik prawej strony równania (3.22) przedstawia przychód netto ze sprzedaży energii elektrycznej wytworzonej w elektrociepłowni,
gdzie:

$$N^{G\text{-}P}_{el\,min} = N^{TG}_{el} + N^{TP}_{el\,min}, \tag{3.23}$$

przy czym:

N_{el}^{TG} - znamionowa moc elektryczna brutto turbozespołu gazowego,

$N_{el\,min}^{TP}$ - minimalna moc elektryczna brutto turbozespołu parowego w układzie gazowo-parowym bez dopalania (z uwagi na maksymalną wartość strumienia upustowej pary grzejnej zasilającej wymiennik(-i) ciepłowniczy *para-woda sieciowa*),

$\Delta N_{el\,dop}^{TP}(\tau)$ - chwilowy przyrost mocy elektrycznej brutto turbozespołu parowego, w przypadku gdy pokrycie zapotrzebowania na moc cieplną $(\Delta\dot{Q}_g^{ec})^*$ powyżej mocy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}$ odbywa się poprzez dopalanie paliwa w kotle odzyskowym: $(\Delta\dot{Q}_g^{ec})^* = (\Delta\dot{Q}_g^{ec})^{dop}$. W przypadku gdy moc $(\Delta\dot{Q}_g^{ec})^* = (\Delta\dot{Q}_g^{ec})^{KW}$ dostarczana jest z kotłów wodnych $\Delta N_{el\,dop}^{TP}(\tau) = 0,\ 0 \le \tau \le \tau_{zn}$,

$N_{el\,z}^{G\text{-}P}(\tau) = N_{el}^{TG} + N_{el\,z}^{TP}(\tau)$ - chwilowa moc elektryczna brutto bloku gazowo-parowego w sezonie ogrzewniczym, $\tau_{zn} \le \tau \le \tau_z$,

$N_{el\,l}^{G\text{-}P} = N_{el}^{TG} + N_{el\,l}^{TP}$ - moc elektryczna brutto bloku gazowo-parowego (bez dopalania) poza sezonem ogrzewniczym; $N_{el\,l}^{TP} \equiv N_{el\,max}^{TP}$ (poza sezonem ogrzewniczym turbina parowa pracuje z maksymalnym strumieniem kondensacyjnym; moc cieplna do podgrzewania ciepłej wody użytkowej dostarczana jest najczęściej wyłącznie z podgrzewacza *spaliny - woda sieciowa* zabudowanego w kotle odzyskowym jednociśnieniowym w jego końcowej strefie w zakresie niskich temperatur spalin; jak już wcześniej zaznaczono, w przypadku dużej mocy turbiny gazowej, gdy względy termodynamiczne, a przede wszystkim ekonomiczne, wymuszają zainstalowanie w układzie kotła odzyskowego dwuciśnieniowego, wówczas moc cieplna do podgrzewania ciepłej wody użytkowej może być dostarczana wyłącznie z upustu(-ów) turbiny parowej - w sezonie, jak i poza sezonem ogrzewniczym).

Ciepło grzejne brutto $Q_{R\,brutto}$ wyprodukowane w elektrociepłowni przedstawione jest wyrażeniem w drugim nawiasie kwadratowym prawej strony wzoru (3.22):

$$Q_{R\,brutto} = \dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}\tau_{zn} + \int_0^{\tau_{zn}} (\Delta\dot{Q}_g^{ec}(\tau))^*\,d\tau + \int_{\tau_{zn}}^{\tau_z} \dot{Q}_c^{G\text{-}P}(\tau)d\tau + \dot{Q}_{l\,cwu}^{G\text{-}P}\tau_l, \qquad (3.24)$$

(wyrażenie (3.24) jest innym zapisem ciepła grzejnego niż wzór (3.15)),
gdzie:

$\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}$ -znamionowa (maksymalna; $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P} \equiv \dot{Q}_{g\,max}^{G\text{-}P}$ z uwagi na maksymalny strumień pary upustowej z zaczepów turbiny parowej) moc cieplna bloku

gazowo - parowego (bez dopalania); $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}$ zależy od sprawności turbozespołu gazowego η_{TG} i temperatury spalin t_{wyl}^{TG} wylotowych z turbiny gazowej, $(\Delta\dot{Q}_g^{ec}(\tau))^*$ - chwilowy przyrost mocy cieplnej powyżej $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}$, uzyskiwany z kotłów wodnych, $(\Delta\dot{Q}_g^{ec})^* \equiv (\Delta\dot{Q}_g^{ec})^{KW} \in \langle 0; \dot{Q}_{c\,max}^{ec} - \dot{Q}_{c\,min}^{ec} \rangle$, lub poprzez dopalanie paliwa w kotle odzyskowym, $(\Delta\dot{Q}_g^{ec})^* \equiv (\Delta\dot{Q}_g^{ec})^{dop} \in \langle 0; (1-\gamma)\dot{Q}_{c\,max}^{ec} \rangle$; przeciętnie wartość γ wynosi 0,55; w przypadku dopalania rośnie strumień produkowanej w kotle odzyskowym pary i maleje temperatura spalin za podgrzewaczem wody zasilającej kocioł. Maleje tym samym (przy zachowaniu na takim samym poziomie temperatury spalin wylotowych do komina) dyspozycyjna moc cieplna spalin do wykorzystania w zabudowanym w kotle odzyskowym podgrzewaczu wody sieciowej. Spadek jego mocy musi być zrekompensowany w wymienniku(-ach) parowym, $0 \le \tau \le \tau_{zn}$,

$\dot{Q}_c^{G\text{-}P}(\tau)$ - chwilowa moc cieplna bloku gazowo-parowego (bez dopalania) w sezonie ogrzewniczym; moc cieplna $\dot{Q}_c^{G\text{-}P}$ jest najczęściej sumą mocy zabudowanego w kotle odzyskowym w jego końcowej strefie wymiennika ciepła *spaliny - woda sieciowa* oraz mocy wymiennika(-ów) ciepła *para-woda sieciowa* zasilanego strumieniem upustowej pary grzejnej z turbiny parowej, $\tau_{zn} \le \tau \le \tau_z$,

$\dot{Q}_{l\,cwu}^{G\text{-}P} \equiv \dot{Q}_{l\,cwu}^{ec}$ - moc cieplna bloku gazowo-parowego (bez dopalania) do podgrzewania ciepłej wody użytkowej w sezonie pozaogrzewniczym; dostarczana jest najczęściej, jak już zaznaczono, wyłącznie z wymiennika ciepła *spaliny - woda sieciowa* zabudowanego w jednociśnieniowym kotle odzyskowym w jego końcowej strefie w zakresie niskich temperatur spalin.

Gdy obok potrzeb cieplnych komunalnych występują potrzeby cieplne technologiczne, np. w parze, algorytm obliczeń poszukiwania optymalnej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego nie ulega zmianie. Należy wówczas uwzględnić jednak dodatkowo przychody ze sprzedaży tej energii po cenie wyższej od ceny ciepła w gorącej wodzie sieciowej. Cenę tę należałoby ustalać posługując się *kluczem egzergetycznym* [76,82], uwzględniającym wyższą jakość energii w parze technologicznej z uwagi na jej większą temperaturę i ciśnienie od ciśnienia i temperatury pary upustowej zasilającej wymienniki ciepła wody sieciowej.

Roczne koszty działania elektrociepłowni K_R wynoszą (dodatek A):

$$K_R = (z\rho + \delta_{rem})J^* + K_{pal}^* + K_s^*, \qquad (3.25)$$

przy czym nakłady inwestycyjne J^* na elektrociepłownię w przypadku budowy bloku gazowo-parowego bez dopalania z kotłami wodnymi wynoszą:

$$J^* \equiv J^{KW} = J^{G\text{-}P} + (\dot{Q}^{ec}_{c\,max} - \dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn})i + J^{KW}_{rez}, \tag{3.26}$$

- w przypadku budowy bloku gazowo-parowego z dopalaniem (bez kotłów wodnych):

$$J^* \equiv J^{dop} = (1+\delta_{dop})J^{G\text{-}P} + J^{KW}_{rez}, \tag{3.27}$$

gdzie: δ_{dop} oznacza względny przyrost nakładów inwestycyjnych na instalację dopalającą w kotle odzyskowym bloku gazowo-parowego i na przyrost mocy urządzeń (zwiększenie urządzeń) części parowej bloku; przyrost nakładów inwestycyjnych $\delta_{dop} J^{G\text{-}P}$ na blok gazowo-parowy związanych z dopalaniem jest większy od nakładów inwestycyjnych na kotły wodne $(\dot{Q}^{ec}_{c\,max} - \dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn})i$.

Nakłady inwestycyjne $J^{G\text{-}P}$ na blok gazowo-parowy w układzie bez dopalania można przedstawić równaniem potęgowym:

$$J^{G\text{-}P} = A_1 \left(\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn}\right)^{B_1}, \tag{3.28}$$

oraz

$$\delta_{dop} = 0{,}722\left(1 - \frac{\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn}}{\dot{Q}^{ec}_{c\,max}}\right). \tag{3.29}$$

Minimalna wartość $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn}$ we wzorze (3.29) wynosi ok. $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn\,min} \cong 0{,}55\dot{Q}^{ec}_{c\,max}$ (przyjęto wartość $\gamma = 0{,}55$). W przypadku zastosowania w układzie dopalania wartość $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn}$ z uwagi na konstrukcję obudowy kotła odzyskowego (możliwość jej przepalenia w wyniku braku chłodzenia) jest ograniczona od dołu wynikającym z maksymalnej temperatury dopalania maksymalnym możliwym dopalaniem w kotle (wzór (3.9)), $(\Delta\dot{Q}^{ec}_{g})^{dop\,max} = \dot{Q}^{ec}_{c\,max} - \dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn\,min} \cong 0{,}45\,\dot{Q}^{ec}_{c\,max}$. Obudowę stanowią bowiem tylko, licząc w kolejności od jej strony zewnętrznej: blacha ze stali St3SX o gr. 6 mm, następnie warstwa wełny mineralnej o gr. 200 mm i blacha ze stali austenitycznej o gr. 1÷2 mm [57].

Wartości współczynników A_1 i B_1 w równaniu (3.28) w ujęciu liczbowym wynoszą [5]: $A_1 = 2{,}4339$, $B_1 = 0{,}714$, nakłady $J^{G\text{-}P}$ wyrażone są wówczas w milionach dolarów, a znamionowa moc cieplna $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn}$ w megawatach.

Współczynnik 0,722 we wzorze (3.29) otrzymano po analizie ofert od dostawców urządzeń.

Nakłady jednostkowe „i" (na jednostkę mocy) na kotły wodne można aproksymować równaniem:

$$i = A_2\left(\dot{Q}^{ec}_{c\ max} - \dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\ zn}\right)^{B_2}, \tag{3.30}$$

gdzie wartości współczynników A_2 i B_2 w równaniu (3.30) w ujęciu liczbowym wynoszą dla gazowych kotłów wodnych: $A_2 = 200$, $B_2 = -0{,}13$, „i" wyrażone są wówczas w USD/kW, a różnica mocy cieplnych $\dot{Q}^{ec}_{c\ max} - \dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\ zn}$ w kilowatach. Kotły wodne mogą również w elektrociepłowni gazowo-parowej w układzie bez dopalania pełnić dodatkowo uzupełniającą funkcję rezerwowych jednostek, co może pomniejszyć nakłady inwestycyjne na kotły rezerwowe J^{KW}_{rez} w porównaniu z tymi nakładami w układzie elektrociepłowni z blokiem gazowo-parowym z dopalaniem.

W praktyce, niezależnie od poziomu znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego, nawet w przypadku gdy $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\ zn} = \dot{Q}^{ec}_{c\ max}$, dla pewności zasilania odbiorców w ciepło (np. w przypadku awarii bloku) w elektrociepłowni są zabudowane dodatkowo rezerwowe, inwestycyjnie tanie kotły wodne, na które są ponoszone nakłady inwestycyjne $J^{KW}_{rez} = A_2\left(0{,}7\dot{Q}^{ec}_{c\ max}\right)^{B_2+1}$. Moc rezerwowych kotłów równa się w praktyce często ok. 70% maksymalnej zamówionej mocy $\dot{Q}^{ec}_{c\ max}$ (choć równie częste są przypadki znacznie mniejszych mocy rezerwujących), i całkowicie pokrywa zapotrzebowanie na moc cieplną przez ok. 90% czasu trwania sezonu ogrzewniczego.

Trzeba zaznaczyć, że budowa elektrociepłowni gazowo-parowej ze szczytowymi kotłami wodnymi może być uzasadniona ekonomicznie tylko wtedy, gdy zysk z pracy elektrociepłowni (równanie (3.33)) w układzie z kotłami przewyższy zysk w układzie z dopalaniem: $(Z_R)^{KW} > (Z_R)^{dop}$. W układzie z dopalaniem zwiększony przychód ze sprzedaży energii elektrycznej z uwagi na większy wskaźnik skojarzonej pracy elektrociepłowni (składnik $\int_0^{\tau_{zn}} \Delta N^{TP}_{el\ dop}(\tau)\mathrm{d}\tau$ we wzorze (3.22)) może być bowiem w przypadku małej ceny energii elektrycznej i dużej ceny gazu ziemnego zniwelowany większymi nakładami inwestycyjnymi na układ i większym zużyciem paliwa (może to świadczyć o niewłaściwej relacji ceny gazu do ceny energii elektrycznej).

Należy spodziewać się, że optymalne moce znamionowe bloków gazowo-parowych w układzie z dopalaniem i bez dopalania, przy tych samych cenach energii elektrycznej i gazu, w zależności od wartości maksymalnej zamówionej mocy cieplnej $\dot{Q}^{ec}_{c\ max}$ mogą znacznie różnić się od siebie, $(\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\ zn\ opt})^{dop} \neq (\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\ zn\ opt})^{KW}$.

Wartość nakładów inwestycyjnych na kotły wodne jest relatywnie mała w porównaniu z nakładami $J^{G\text{-}P}$ na blok gazowo-parowy. Nakłady na instalację dopalającą w kotle odzyskowym bloku gazowo-parowego wraz z przyrostem mocy (zwiększeniem) urządzeń części parowej bloku mogą mieć natomiast znaczącą pozycję w całkowitych nakładach inwestycyjnych na elektrociepłownię.

Całkowite nakłady inwestycyjne J^* (dla inwestycji „pod klucz") nie zawierają nakładów na zakup terenu pod elektrociepłownię, nakładów na doprowadzenie gazu oraz nakładów na wyprowadzenie mocy elektrycznej i cieplnej z elektrociepłowni. Nakłady te nie zależą (lub zależą w małym stopniu) od mocy bloku gazowo-parowego, więc nie wpływają na obliczenie optymalnej mocy $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\ zn\ opt}$. Nakłady te wpływają na jednostkowy koszt produkcji energii cieplnej k_c, wzór (3.34), (wyliczany ze wzoru (3.33) - metoda kosztów unikniętych - przy założeniu $Z_R = 0$; $e_c \equiv k_c$; szukanie maksymalnej wartości Z_{Rmax} jest równoznaczne z poszukiwaniem minimalnego kosztu produkcji ciepła $K_{Rc\ min} = k_{c\ min} Q_{R\ brutto}(1-\varepsilon_Q^{ec}))$ i tym samym na jej cenę loco odbiorca. Wpływają również na wartości mierników efektywności ekonomicznej budowy i eksploatacji elektrociepłowni (dodatek A). Nakłady inwestycyjne na doprowadzenie gazu, na wyprowadzenie mocy cieplnej i elektrycznej ponoszone są zazwyczaj przez dystrybutorów energii elektrycznej, cieplnej i gazu i są przez nich uwzględnione w cenach zakupu z elektrociepłowni energii elektrycznej $e_{el\ z}$, $e_{el\ l}$ i cieplnej e_c (obniżają te ceny) oraz w cenie dostawy gazu e_g (podwyższają cenę sprzedaży gazu do elektrociepłowni).

We wzorze (3.25) koszt paliwa K^*_{pal} można wyrazić równaniem:

$$K^*_{pal} = \left[\frac{N^{TG}_{el}}{\eta_{TG}}\tau_R\right] e_g + \left[\int_0^{\tau_m} \frac{\dot{Q}^{ec}_c(\tau) - \dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\ zn}}{\eta_u^*} d\tau\right] e_{pal} =$$

$$= \left[\frac{\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\ zn}\sigma^{G\text{-}P}_{z\ min}}{(1+\kappa)\eta_{TG}}\tau_R\right] e_g + \left[\frac{\dot{Q}^{ec}_{c\ z\ śr}\Big|_0^{\tau_m} - \dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\ zn}}{\eta^*_{u\ śr}}\tau_{zn}\right] e_{pal}, \qquad (3.31)$$

natomiast K_s^* oznacza składnik pozostałych kosztów stałych niezależnych od nakładów inwestycyjnych (wynagrodzenia, świadczenia), przy czym $K_s^{dop} \equiv K_s^{KW}$.

W powyższych wzorach poszczególne symbole ponadto oznaczają:

e_c - cena energii cieplnej,

$e_{el\ z}$, $e_{el\ l}$ - cena energii elektrycznej kolejno w sezonie ogrzewniczym i pozaogrzewniczym,

e_g - cena gazu (oleju),

e_{pal} - cena paliwa; w rezerwowo-szczytowych kotłach wodnych lub w kotle odzyskowym może być spalane inne paliwo niż gaz,

$z\rho + \delta_{rem}$ - roczna stopa obsługi kapitału inwestycyjnego oraz pozostałych kosztów stałych zależnych od nakładów inwestycyjnych (koszty konserwacji, remontów urządzeń),

$\varepsilon_{el}^{ec}, \varepsilon_Q^{ec}$ - kolejno względny wskaźnik elektrycznych i cieplnych potrzeb własnych elektrociepłowni (można przyjąć bez popełnienia znaczącego błędu, że $\varepsilon_Q^{ec} \equiv 0$),

κ - stosunek minimalnej mocy elektrycznej turbozespołu parowego do mocy turbozespołu gazowego, $\kappa = N_{el\,\min}^{TP} / N_{el}^{TG}$; wartość stosunku κ (zależna od η_{TG} i temperatury wylotowych spalin z turbiny gazowej) w praktyce zmienia się nieznacznie i wynosi $\kappa \equiv 0{,}24 \div 0{,}28$,

η_{TG} - sprawność elektryczna brutto turbozespołu gazowego,

η_u^* - stopień wykorzystania energii chemicznej spalanego w kotle wodnym lub odzyskowym paliwa; η_u^* równa się sprawności kotłów wodnych $\eta_u^* \equiv \eta_u^{KW}$ w przypadku budowy elektrociepłowni gazowo-parowej w układzie bez dopalania z kotłami wodnymi; w przypadku z dopalaniem η_u^* równa się ilorazowi sprawności energetycznej η_{Eec}^{dop} wytwarzania energii elektrycznej i ciepła grzejnego w części parowej bloku gazowo-parowego uzyskanych z energii chemicznej dopalanego w kotle odzyskowym paliwa podzielonej przez $(1+\sigma_{par}^{dop})$, $\eta_u^* \equiv \eta_u^{dop} = \eta_{Eec}^{dop} / (1+\sigma_{par}^{dop})$; wskaźnik skojarzenia σ_{par}^{dop} jest ilorazem przyrostu mocy elektrycznej turbozespołu parowego i przyrostu mocy cieplnej; $(\sigma_{par}^{dop})_{śr} = (\Delta N_{el\,dop}^{TP} / (\Delta \dot{Q}_g^{ec})^{dop})_{śr} \equiv 0{,}3$,

$\sigma_{z\,min}^{G\text{-}P}$ - minimalny wskaźnik skojarzenia pracy bloku gazowo-parowego (bez dopalania) dla sezonu ogrzewniczego; $\sigma_{z\,min}^{G\text{-}P} = (N_{el}^{TG} + N_{el\,min}^{TP}) / \dot{Q}_{g\,max}^{G\text{-}P}$; wartość wskaźnika $\sigma_{z\,min}^{G\text{-}P}$ zależy od sprawności turbozespołu gazowego η_{TG} i temperatury spalin wylotowych z turbiny. W praktyce, wartość $\sigma_{z\,min}^{G\text{-}P}$ zmienia się nieznacznie i wynosi $\sigma_{z\,min}^{G\text{-}P} \equiv 0{,}9 \div 1{,}1$. W analizach przybliżonych można

założyć, nie popełniając znaczącego błędu, że $\sigma_{z\,min}^{G\text{-}P}$ = const. Przyjęcie w obliczeniach stałej wartości wskaźnika $\sigma_{z\,min}^{G\text{-}P}$ (jak również stałości stosunku κ; κ = const) uzasadnia ponadto fakt, że obecny poziom technologii nie pozwala jeszcze na projektowanie i produkcję turbin gazowych (w przeciwieństwie do turbin parowych i kotłów odzyskowych), dla wynikających z obliczeń optymalizacyjnych parametrów. Dlatego w blokach stosuje się istniejące, konwencjonalne konstrukcje turbin gazowych o mocach najbardziej zbliżonych do obliczonej mocy optymalnej $N_{el\,opt}^{TG} = \dot{Q}_{g\,zn\,opt}^{G\text{-}P}\,[\sigma_{z\,min}^{G\text{-}P}/(1+\kappa)]$.

Średnia moc cieplna $\dot{Q}_{c\,zśr}^{ec}\Big|_0^{\tau_{zn}}$ występująca we wzorze (3.31) jest funkcją τ_{zn}, i uwzględniając wzór (3.14) wyraża się zależnością:

$$\dot{Q}_{c\,zśr}^{ec}\Big|_0^{\tau_{zn}} = \frac{\dot{Q}_{g\,max}^{ec}}{t_w - t_{z\,min}}\left\{t_w - t_{pg} + (t_{pg} - t_{z\,min})\left[1 + \left(\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}\right)^2\left(\frac{1}{3} - \frac{2}{7}\sqrt{\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}}\right) - \frac{3}{4}\sqrt[3]{\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}}\right]\right\} + \dot{Q}_{z\,cwu}^{ec} \qquad (3.32)$$

Wprowadzając wskaźniki skojarzenia elektrociepłowni dla sezonu ogrzewniczego (zimowego) σ_z^{ec} i pozaogrzewniczego (letniego) σ_l^{ec}, będące ilorazem produkcji energii elektrycznej do produkcji energii cieplnej kolejno w okresie zimowym i letnim, średni roczny zysk brutto (wzór (3.22)) można wyrazić końcowym równaniem:

$$Z_R = \dot{Q}_{c\,z\,śr}^{ec}\Big|_0^{\tau_z}\left[(\sigma_z^{ec})^* e_{el\,z}(1-\varepsilon_{el}^{ec}) + e_c(1-\varepsilon_Q^{ec})\right]\tau_z + \dot{Q}_{l\,cwu}^{ec}\left[\sigma_l^{ec} e_{el\,l}(1-\varepsilon_{el}^{ec}) + e_c(1-\varepsilon_Q^{ec})\right]\tau_l -$$

$$- (z\rho + \delta_{rem})[J^*] - \left\{\left[\frac{\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}\sigma_{z\,min}^{G\text{-}P}}{(1+\kappa)\eta_{TG}}\tau_R\right]e_g + \left[\frac{\dot{Q}_{c\,zśr}^{ec}\Big|_0^{\tau_{zn}} - \dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}}{\eta_{uśr}^*}\tau_{zn}\right]e_{pal}\right\} - K_s \rightarrow \max. \qquad (3.33)$$

Jak już zaznaczono, szukanie maksymalnej wartości Z_{Rmax} jest równoznaczne z poszukiwaniem minimalnej wartości jednostkowego kosztu produkcji energii cieplnej k_c wyliczanego ze wzoru (3.33) przy założeniu $Z_R = 0$ (metoda kosztów unikniętych):

$$k_c = \frac{\dfrac{\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}\sigma_{z\,min}^{G\text{-}P}}{(1+\kappa)\eta_{TG}}\tau_R e_g + \dfrac{\dot{Q}_{c\,z\,śr}^{ec}\Big|_0^{\tau_{zn}} - \dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}}{\eta_{u\,śr}^{*}}\tau_{zn} e_{pal} + (z\rho + \delta_{rem})[J^*] + K_s}{[\dot{Q}_{c\,z\,śr}^{ec}\Big|_0^{\tau_z}\tau_z + \dot{Q}_{l\,cwu}^{ec}\tau_l](1-\varepsilon_Q^{ec})} -$$

$$- \frac{\left[\dot{Q}_{c\,z\,śr}^{ec}\Big|_0^{\tau_z}(\sigma_z^{ec})^* e_{el\,z}\tau_z + \dot{Q}_{l\,cwu}^{ec}\sigma_l^{ec} e_{el\,l}\tau_l\right](1-\varepsilon_{el}^{ec})}{[\dot{Q}_{c\,z\,śr}^{ec}\Big|_0^{\tau_z}\tau_z + \dot{Q}_{l\,cwu}^{ec}\tau_l](1-\varepsilon_Q^{ec})} \rightarrow \min. \tag{3.34}$$

Wskaźniki skojarzenia elektrociepłowni w sezonie grzewczym i pozagrzewczym σ_z^{ec}, σ_l^{ec} są funkcjami znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego: $\sigma_z^{ec} = \sigma_z^{ec}\left(\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}\right)$, $\sigma_l^{ec} = \sigma_l^{ec}\left(\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}\right)$. W poszukiwaniu optimum $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}$ można przyjąć bez popełnienia znaczącego błędu liniowe postacie tych funkcji:

$$(\sigma_z^{ec})^* = \frac{\sigma_{z\,max}^{ec} - (\sigma_{z\,min}^{ec})^*}{\dot{Q}_{c\,max}^{ec} - \dot{Q}_{c\,min}^{ec}}\left(\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P} - \dot{Q}_{c\,min}^{ec}\right) + (\sigma_{z\,min}^{ec})^*, \tag{3.35}$$

$$\sigma_l^{ec} = \frac{\sigma_{l\,max}^{ec} - \sigma_{l\,min}^{ec}}{\dot{Q}_{c\,max}^{ec} - \dot{Q}_{c\,min}^{ec}}\left(\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P} - \dot{Q}_{c\,min}^{ec}\right) + \sigma_{l\,min}^{ec}, \tag{3.36}$$

przy czym przeciętne wartości wskaźników skojarzenia $\sigma_{z\,max}^{ec}, \sigma_{z\,min}^{ec}, \sigma_{l\,max}^{ec}, \sigma_{l\,min}^{ec}$ wynikające z analizy pracy układu dla produkowanych turbin gazowych [46,47] wynoszą kolejno: $\sigma_{z\,max}^{ec} \cong 2$; $(\sigma_{z\,min}^{ec})^* = (\sigma_{z\,min}^{ec})^{dop} \cong 1$ w układzie z dopalaniem bez szczytowych kotłów wodnych; $(\sigma_{z\,min}^{ec})^* = (\sigma_{z\,min}^{ec})^{KW} \cong 0{,}5$ w układzie bez dopalania z zabudowanymi szczytowymi kotłami wodnymi; $\sigma_{l\,max}^{ec} \cong 10$, $\sigma_{l\,min}^{ec} \cong 3$. Wartości te obowiązują przy założeniu, że $\dot{Q}_{l\,cwu}^{ec} = 10\%\,\dot{Q}_{c\,max}^{ec}$ oraz $\dot{Q}_{z\,cwu}^{ec} = 1{,}25\,\dot{Q}_{l\,cwu}^{ec}$. W układzie z dopalaniem $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}$ zawiera się w przedziale $\langle 0{,}55\dot{Q}_{c\,max}^{ec}; \dot{Q}_{c\,max}^{ec}\rangle$. Zakres ten, jak już zaznaczono, wynika z maksymalnej dopuszczalnej wartości dopalania w kotle odzyskowym.

Przyjęcie liniowych funkcji wskaźników skojarzenia $(\sigma_z^{ec})^*$ i σ_l^{ec} oraz przybliżonych wartości $\sigma_{z\,max}^{ec}$, $\sigma_{z\,min}^{ec}$, $\sigma_{l\,max}^{ec}$, $\sigma_{l\,min}^{ec}$ pozwala na oszacowanie optymalnej wartości $\dot{Q}_{g\,zn\,opt}^{G\text{-}P}$ (przy uwzględnieniu zakresów zmian wartości κ i $\sigma_{z\,min}^{G\text{-}P}$ na określenie przedziału znajdowania się $\dot{Q}_{g\,zn\,opt}^{G\text{-}P}$). Następnie w obliczeniach sprawdzających dla wybranego (wzór (3.39)) już typoszeregu konkretnych turbozespołów gazowych, postępując według algorytmu opisanego w podrozdziale 3.3, należy ustalić wartości wskaźników skojarzenia dokładnie - po wyliczeniu średniej mocy elektrycznej układu. Wartość mocy elektrycznej ma bowiem duży wpływ na jednostkowy koszt produkcji energii cieplnej i tym samym na efektywność ekonomiczną pracy elektrociepłowni. Efektywność ta jest wielokrotnie bardziej wrażliwa na zmianę mocy i ceny energii elektrycznej niż na zmianę ceny paliwa zasilającego [64].

Wykorzystując technikę różniczkowania dla funkcji złożonej jednej zmiennej niezależnej, optymalna znamionowa moc cieplna bloku gazowo-parowego $\dot{Q}_{g\,zn\,opt}^{G\text{-}P}$ zapewniająca maksymalny zysk pracy elektrociepłowni wynika z przyrównania otrzymanej wówczas z równania (3.33) tzw. pochodnej substancjalnej do zera:

$$\frac{dZ_R}{d\tau_{zn}} = \frac{\partial Z_R}{\partial (\sigma_z^{ec})^*}\frac{\partial (\sigma_z^{ec})^*}{\partial \dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}}\frac{d\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}}{d\tau_{zn}} + \frac{\partial Z_R}{\partial \sigma_l^{ec}}\frac{\partial \sigma_l^{ec}}{\partial \dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}}\frac{d\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}}{d\tau_{zn}} + \frac{\partial Z_R}{\partial J^{G\text{-}P}}\frac{\partial J^{G\text{-}P}}{\partial \dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}}\frac{d\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}}{d\tau_{zn}} +$$

$$+ \frac{\partial Z_R}{\partial \delta_{dop}}\frac{\partial \delta_{dop}}{\partial \dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}}\frac{d\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}}{d\tau_{zn}} + \frac{\partial Z_R}{\partial i}\frac{\partial i}{\partial \dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}}\frac{d\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}}{d\tau_{zn}} + \frac{\partial Z_R}{\partial \dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}}\frac{d\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}}{d\tau_{zn}} +$$

$$+ \frac{\partial Z_R}{\partial \dot{Q}_{c\,z\,śr}^{ec}\Big|_0^{\tau_{zn}}}\frac{d\dot{Q}_{c\,z\,śr}^{ec}\Big|_0^{\tau_{zn}}}{d\tau_{zn}} + \frac{\partial Z_R}{\partial \tau_{zn}} = 0. \qquad (3.37)$$

3.5.2. Równanie warunku koniecznego istnienia bezwarunkowego optimum wartości znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego

Po wykonaniu operacji różniczkowania przy założeniach $\sigma_{z\,min}^{G\text{-}P} = \text{const}$ i $\kappa = \text{const}$ z równania (3.37) otrzymuje się nieliniowe równanie zmiennej niezależnej τ_{zn} z wielkościami $\dot{Q}_{c\,max}^{ec}$, $\dot{Q}_{z\,cwu}^{ec}$, $\dot{Q}_{l\,cwu}^{ec}$, $e_{el\,z}$, $e_{el\,l}$, e_g, e_{pal}, τ_R, τ_z ($\tau_l = \tau_R - \tau_z$) jako parametrami:

$$\left[\frac{\sigma^{ec}_{z\,max}-(\sigma^{ec}_{z\,min})^{*}}{\dot{Q}^{ec}_{c\,max}-\dot{Q}^{ec}_{c\,min}}\dot{Q}^{ec}_{czśr}\Big|_{0}^{\tau_z} e_{elz}\tau_z+\frac{\sigma^{ec}_{l\,max}-\sigma^{ec}_{l\,min}}{\dot{Q}^{ec}_{c\,max}-\dot{Q}^{ec}_{c\,min}}\dot{Q}^{ec}_{lcwu}e_{ell}\tau_l\right]$$

$$(1-\varepsilon^{ec}_{el})-\frac{\sigma^{G-P}_{z\,min}\tau_R e_g}{(1+\kappa)\eta_{TG}}+\frac{\tau_{zn}e_{pal}}{\eta^{*}_{uśr}}-(z\rho+\delta_{rem})(1+\delta_{dop})A_1B_1$$

$$\left\{\frac{\dot{Q}^{ec}_{g\,max}}{t_w-t_{z\,min}}\{t_w-t_{pg}+(t_{pg}-t_{z\,min})[1+(\frac{\tau_{zn}}{\tau_z})^2(1-\sqrt{\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}})-3\sqrt{\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}}]\}+\dot{Q}^{ec}_{zcwu}\right\}^{B_1-1}+$$

$$+\frac{0{,}722}{\dot{Q}^{ec}_{c\,max}}(z\rho+\delta_{rem})A_1\left\{\frac{\dot{Q}^{ec}_{g\,max}}{t_w-t_{z\,min}}\{t_w-t_{pg}+(t_{pg}-t_{z\,min})[1+\right.$$

$$\left.+(\frac{\tau_{zn}}{\tau_z})^2(1-\sqrt{\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}})-3\sqrt{\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}}]\}+\dot{Q}^{ec}_{zcwu}\right\}^{B_1}+(z\rho+\delta_{rem})A_2(B_2+1)$$

$$\left\{\dot{Q}^{ec}_{g\,max}-\frac{\dot{Q}^{ec}_{g\,max}}{t_w-t_{z\,min}}\{t_w-t_{pg}+(t_{pg}-t_{z\,min})[1+(\frac{\tau_{zn}}{\tau_z})^2(1-\sqrt{\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}})-3\sqrt{\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}}]\}\right\}^{B_2}=0 \qquad (3.38)$$

W przypadku budowy elektrociepłowni gazowo-parowej z układem dopalającym za A_2 należy we wzorze (3.38) podstawić wartość zero, $A_2 = 0$. Przedział zmienności τ_{zn}, jak wcześniej zaznaczono, jest w tym wariancie, z uwagi na maksymalną dopuszczalną wartość dopalania, ograniczony tylko do zakresu $\tau_{zn} \in \langle 0 ; \sim 1700\ h/a\rangle$. Natomiast w przypadku budowy układu ze szczytowymi kotłami wodnymi we wzorze (3.38) należy pominąć składnik zawierający czynnik 0,722 oraz dodatkowo należy podstawić za δ_{dop} wartość zero, $\delta_{dop} = 0$. Trzeba podkreślić, że warunek (3.38) jest tylko warunkiem istnienia ekstremalnej wartości Z_R i dlatego należy każdorazowo po wyliczeniu z niego wartości $\tau_{zn\ opt}$ sprawdzić wartość drugiej pochodnej $d^2Z_R/d\tau_{zn}^2$. Jeżeli druga pochodna dla tego czasu nie jest ujemna, to znaczy że nie występuje wartość maksymalna badanej funkcji zysku Z_R, i wartością optymalną czasu τ_{zn} jest ta z jego wartości brzegowych, dla której średni roczny zysk Z_R jest większy.

Rozwiązanie równania (3.38) wymaga stosowania metody kolejnych przybliżeń. Dla wyliczonej wartości $\tau_{zn\ opt}$ ($\tau_{zn\ opt} \in \langle 0 ; \tau_z\rangle$ lub dla przypadku z dopalaniem $\tau_{zn\ opt} \in \langle 0; \sim 1700\ h/a\rangle$, jak już zaznaczono, wartość $\tau_{zn} \equiv 1700$ h/a wynika z wartości $\gamma \equiv 0{,}55$), zależnej w głównej mierze od przyjętej relacji ceny gazu e_g do ceny energii elektrycznej $e_{el\ z}$, $e_{el\ l}$ oraz od wartości $\dot{Q}^{ec}_{c\ max}$ i wartości nakładów inwestycyjnych na blok gazowo-parowy, z równania (3.19)

wyznacza się $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn\,opt}$ i następnie optymalną moc elektryczną turbozespołu gazowego z zależności:

$$N^{TG}_{el\,opt} = \dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn\,opt} \frac{\sigma^{G\text{-}P}_{z\,min}}{(1+\kappa)}. \tag{3.39}$$

Jak już zaznaczono, obecny poziom technologii nie pozwala jeszcze na projektowanie i produkcję turbin gazowych dla wynikających z obliczeń optymalizacyjnych konkretnych parametrów (przy projektowaniu nowych turbin stosuje się tylko zasadę zmiany skali). Dlatego w układach gazowo-parowych stosuje się istniejące konstrukcje turbin gazowych o mocach N^{TG}_{el} najbardziej zbliżonych do obliczonej mocy optymalnej, $N^{TG}_{el} \cong N^{TG}_{el\,opt}$.

3.6. Wyniki obliczeń optymalizacyjnych. Graniczna cena energii elektrycznej. Jednostkowy koszt produkcji energii cieplnej

Przeanalizowano dwa możliwe przypadki:

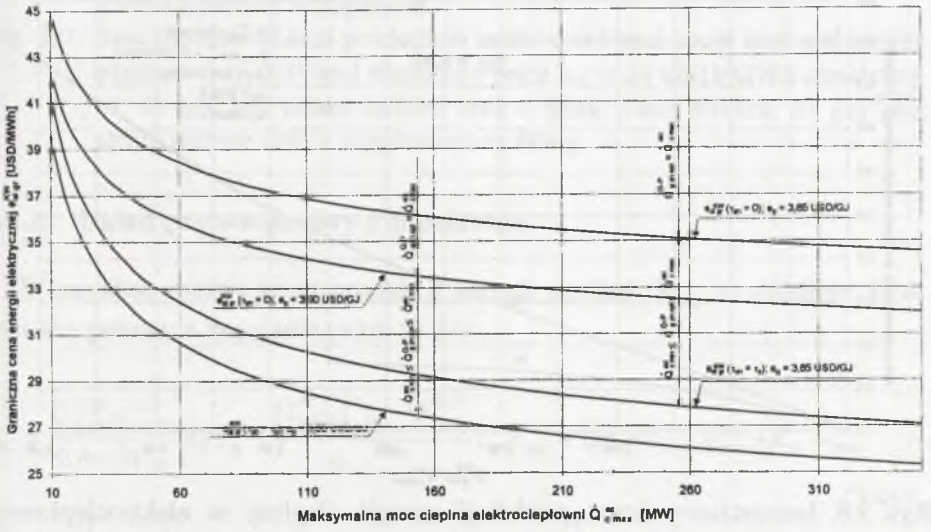
- układ z blokiem gazowo-parowym i szczytowymi kotłami wodnymi,
- układ z blokiem gazowo - parowym i instalacją dopalającą.

Do obliczeń przyjęto: $e_{el\,z} = e_{el\,l}$, $e_{pal} = e_g = 3{,}85$ i $3{,}5$ USD/GJ, $\dot{Q}^{ec}_{c\,min} = 0{,}3\dot{Q}^{ec}_{c\,max}$, $\dot{Q}^{ec}_{l\,cwu} = 0{,}1\dot{Q}^{ec}_{c\,max}$ oraz $\dot{Q}^{ec}_{z\,cwu} = 1{,}25\dot{Q}^{ec}_{l\,cwu}$, $t_{pg} = +12^{\circ}C$, $t_w = +20^{\circ}C$, $t_{z\,min} = -20^{\circ}C$, $z\rho + \delta_{rem} = 16{,}12\%$, $\varepsilon^{ec}_{el} = 4\%$, $\eta_{TG} = 0{,}35$, $\eta^{dop}_{u\,śr} = 0{,}65$, $\eta^{KW}_{u\,śr} = 0{,}85$, $\kappa = 0{,}26$, $\sigma^{G\text{-}P}_{z\,min} = 0{,}96$, $\tau_R = 8424$ h, $\tau_z = 5040$ h.

3.6.1. Układ gazowo-parowy ze szczytowymi kotłami wodnymi

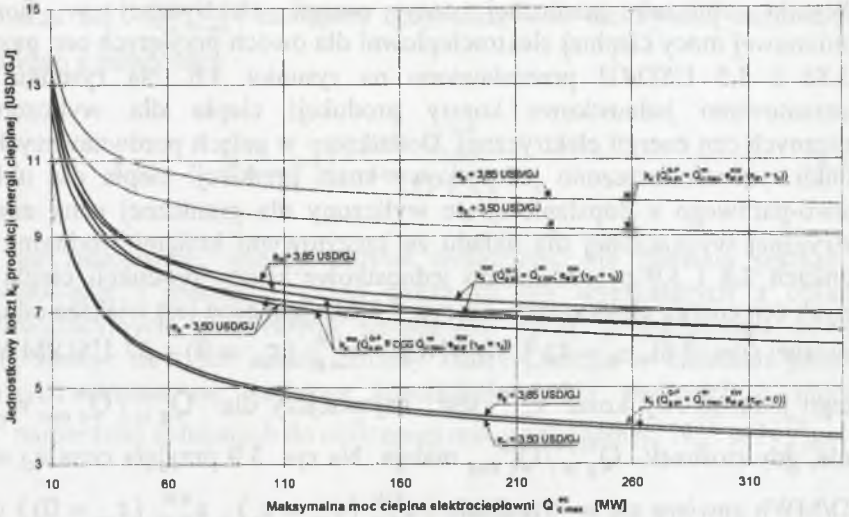
Z równania (3.38) dla wariantu układu ze szczytowymi kotłami wodnymi można dla przyjętej ceny gazu e_g wyznaczyć graniczne ceny energii elektrycznej $e^{KW}_{el\,gr}(\tau_{zn} = 0)$ i $e^{KW}_{el\,gr}(\tau_{zn} = \tau_z)$, przy jakich optymalna moc cieplna bloku gazowo-parowego równa jest kolejno $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn\,opt} = \dot{Q}^{ec}_{c\,max}(\tau_{zn\,opt} = 0)$, oraz gdy $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn\,opt} = \dot{Q}^{ec}_{c\,min}(\tau_{zn\,opt} = \tau_z)$. Dla ceny energii elektrycznej e_{el} zawierającej się w przedziale $e^{KW}_{el\,gr}(\tau_{zn} = \tau_z) < e_{el} < e^{KW}_{el\,gr}(\tau_{zn} = 0)$ optymalna moc bloku zawiera się w granicach $\dot{Q}^{ec}_{c\,min} < \dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\,zn\,opt} < \dot{Q}^{ec}_{c\,max}$.

Wyniki obliczeń granicznej ceny energii elektrycznej w funkcji znamionowej mocy cieplnej elektrociepłowni dla dwóch przyjętych cen gazu e_g = 3,85 i 3,5 USD/GJ przedstawiono na rysunku 3.6. Na rysunku 3.7 zaprezentowano jednostkowe koszty produkcji ciepła dla wyliczonych granicznych cen energii elektrycznej. Dodatkowo w celach porównawczych na rysunku tym zamieszczono jednostkowy koszt produkcji ciepła dla układu gazowo-parowego z dopalaniem, ale wyliczony dla granicznej ceny energii elektrycznej wyznaczonej dla układu ze szczytowymi kotłami wodnymi. Na rysunkach 3.8 i 3.9 przedstawiono jednostkowe koszty produkcji ciepła dla różnych cen energii elektrycznej. Na rys. 3.8 przyjęta cena jest większa od ceny granicznej (rys. 3.6), e_{el} = 42 USD/MWh > $e^{KW}_{el\,gr}\ (\tau_{zn} = 0) \cong$ 37 USD/MWh, i dlatego jednostkowy koszt k^{KW}_c jest najmniejszy dla $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\ zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\ max} = 1$, i rośnie, gdy stosunek $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\ zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\ max}$ maleje. Na rys. 3.9 przyjęta cena e_{el} = 34 USD/MWh zawiera się w przedziale $\langle e^{KW}_{el\,gr}\ (\tau_{zn} = \tau_z);\ e^{KW}_{el\,gr}\ (\tau_{zn} = 0) \rangle$ (rys. 3.6), i dlatego jednostkowy koszt k^{KW}_c osiąga minimum przy wartości stosunku $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\ zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\ max} \cong 0{,}51$, a więc $\dot{Q}^{G\text{-}P}_{g\ zn\ opt} \in \langle \dot{Q}^{ec}_{c\ min}\ ;\ \dot{Q}^{ec}_{c\ max} \rangle$.



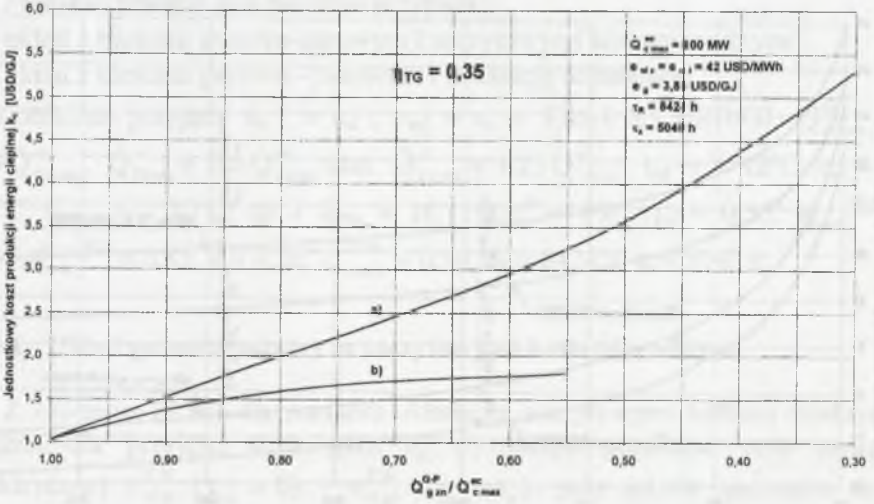
Rys. 3.6. Graniczne ceny energii elektrycznej w układzie: blok gazowo-parowy + szczytowe kotły wodne

Fig. 3.6. Marginal electricity price in the plant consisting of gas and steam turbine unit + peak water boilers



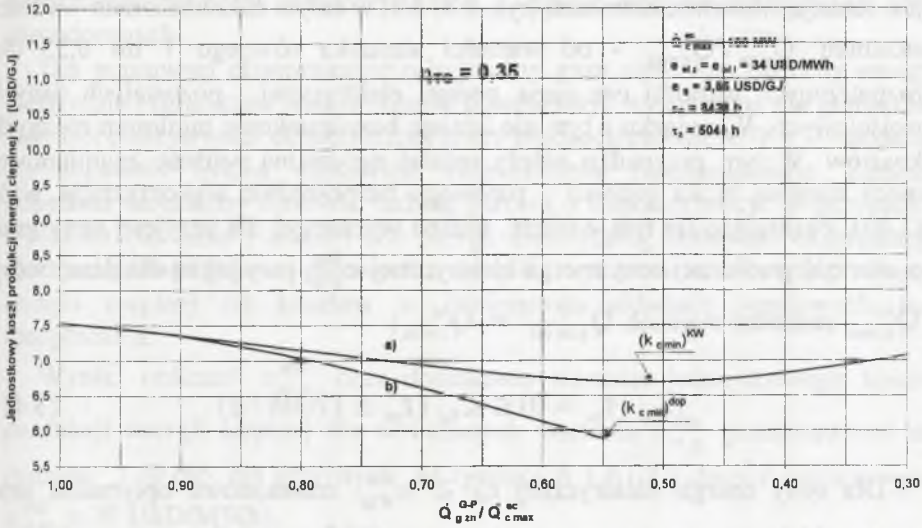
Rys. 3.7. Jednostkowy koszt produkcji energii cieplnej w układzie: blok gazowo-parowy + szczytowe kotły wodne

Fig. 3.7. Specific cost of heat production in the plant consisting of gas and steam turbine unit + peak water boilers



Rys. 3.8. Jednostkowy koszt produkcji energii cieplnej w elektrociepłowni gazowo-parowej przy η_{TG}=0,35 i cenie e_{el} = 42 USD/MWh w układzie: a) blok gazowo-parowy + szczytowe kotły wodne b) blok gazowo-parowy + dopalanie

Fig. 3.8. Specific cost of heat production in the combined-cycle heat and power plant at η_{TG}=0,35 and electricity price e_{el} = 42 USD/MWh consisting of: a) gas and steam turbine unit + peak water boilers; b) gas and steam turbine unit + supplementary firing



Rys. 3.9. Jednostkowy koszt produkcji energii cieplnej w elektrociepłowni gazowo-parowej przy η_{TG}=0,35 i cenie e_{el} = 34 USD/MWh w układzie: a) blok gazowo-parowy + szczytowe kotły wodne b) blok gazowo-parowy + dopalanie

Fig. 3.9. Specific cost of heat production in the combined-cycle heat and power plant at η_{TG}=0,35 and electricity price e_{el} = 34 USD/MWh consisting of: a) gas and steam turbine unit + peak water boilers; b) gas and steam turbine unit + supplementary firing

3.6.2. Układ gazowo-parowy z dopalaniem

W zasadzie roczny koszt produkcji energii cieplnej K_{Rc} w układzie: blok gazowo–parowy + dopalanie (wzór (3.34)):

$$K_{Rc} = \frac{\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn}\sigma^{G-P}_{z\,min}}{(1+\kappa)\eta_{TG}}\tau_R e_g + \frac{\dot{Q}^{ec}_{c\,z\,śr}\left|{}^{\tau_{zn}}_{0} - \dot{Q}^{G-P}_{g\,zn}\right.}{\eta_{u\,śr}^{dop}}\tau_{zn} e_{pal} + (z\rho + \delta_{rem})J^{dop} + K_s - \\ - \left[\dot{Q}^{ec}_{c\,z\,śr}\left|{}^{\tau_z}_{0}(\sigma^{ec}_{z})^{dop} e_{el\,z}\,\tau_z + \dot{Q}^{ec}_{l\,cwu}\sigma^{ec}_{l} e_{el\,l}\,\tau_l\right.\right](1-\varepsilon^{ec}_{el}), \quad (3.40)$$

gdzie:

K_s – wynagrodzenia, świadczenia; w obliczeniach przyjęto K_s = 0,35 mln USD (można założyć bez popełnienia znaczącego błędu, że koszty te są takie same dla szerokiego zakresu mocy cieplnej elektrociepłowni),

jest funkcją silnie monotoniczną (rys. 3.8, 3.9) w całym zakresie zmian wartości stosunku $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\,max}$ - od wartości stosunku równego 1 do 0,55 dla rozpatrzonych wartości cen gazu, energii elektrycznej i pozostałych danych wejściowych. W związku z tym nie istnieje bezwarunkowe minimum rocznych kosztów. W tym przypadku należy ustalać optymalną wartość znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo – parowego bezpośrednio wykorzystując wzór (3.40). Posługując się tym wzorem, można wyznaczyć dla przyjętej ceny gazu e_g wartość granicznej ceny energii elektrycznej $e^{dop}_{el\,gr}$ przy jakiej dla danej mocy $\dot{Q}^{ec}_{c\,max}$ zachodzi warunek $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn\,opt} = \dot{Q}^{ec}_{c\,max}$:

$$K_{Rc}\,(\tau_{zn} = 0) \leq K_{Rc}\,(\tau_{zn} \cong 1700h/a)\,. \qquad (3.41)$$

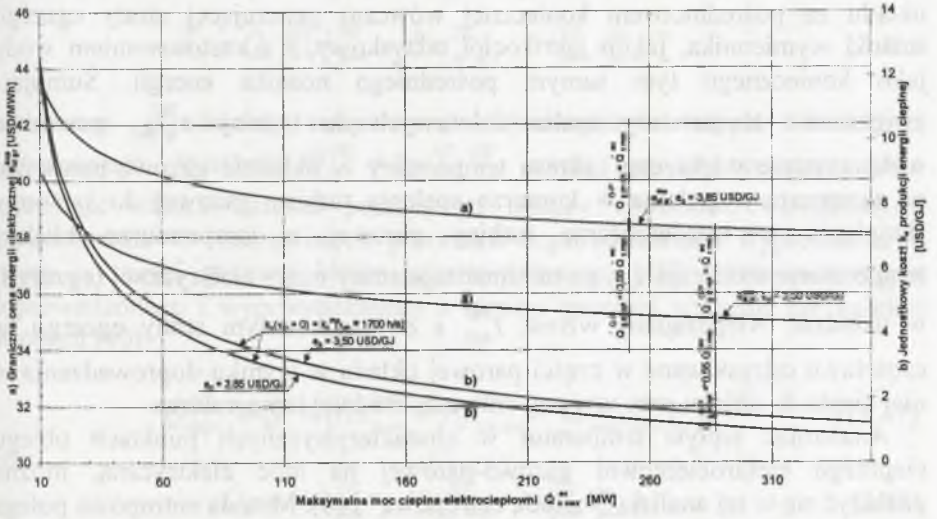
Dla ceny energii elektrycznej $e_{el} \geq e^{dop}_{el\,gr}$ znamionowa optymalna moc cieplna bloku gazowo-parowego równa się $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn\,opt} = \dot{Q}^{ec}_{c\,max}$. Koszt K_{Rc} w tym przypadku ze wzrostem stosunku $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\,max}$ w sposób ciągły maleje i jest najmniejszy dla $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\,max}$=1 (rys. 3.8; e_{el} = 42 USD/MWh $\geq e^{dop}_{el\,gr}$). Wartość wskaźnika skojarzenia pracy elektrociepłowni jest wówczas największa, układ cieplny elektrociepłowni jest tym samym najkorzystniejszy termodynamicznie (o największej sprawności wytwarzania energii elektrycznej) przy zadanej rocznej produkcji ciepła Q_R.

Dla ceny energii elektrycznej $e_{el} < e^{dop}_{el\,gr}$ znamionowa optymalna moc cieplna bloku gazowo-parowego równa się $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn\,opt} = 0{,}55\,\dot{Q}^{ec}_{c\,max}$ (rys.3.9; e_{el} = 34 USD/MWh < $e^{dop}_{el\,gr}$). Malejąca wartość K_{Rc} ze zmniejszaniem się wartości stosunku $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\,max}$, mimo rosnącego przebiegu krzywej jednostkowych nakładów inwestycyjnych na blok gazowo-parowy ze zmniejszaniem jego mocy cieplnej przy równoczesnym zmniejszaniu się jego mocy elektrycznej [5, 46], ale tym samym ze zmniejszaniem się spalanego w turbinie gazu, może świadczyć o niewłaściwej relacji ceny energii elektrycznej do ceny gazu – energia elektryczna jest za tania, a gaz za drogi. Ze zmniejszeniem się mocy $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn}$ poniżej $0{,}55\,\dot{Q}^{ec}_{c\,max}$ można oczekiwać zmiany charakteru monotoniczności kosztu produkcji ciepła w elektrociepłowni K_{Rc} z uwagi na znaczący wzrost nakładów inwestycyjnych na kocioł odzyskowy. Wysoka temperatura dopalania w kotle t^{KO}_{dop} (wzór 3.7) wymusiłaby bowiem zmianę jego konstrukcji (konieczność ekranowania komory dopalania parowaczem;

zwiększenie grubości obudowy kotła) i użycie wysokogatunkowych stali żaroodpornych.

Dla poprawnej ekonomicznie relacji ceny gazu ziemnego do ceny energii elektrycznej (graniczne relacje cenowe powinny być wyznaczane dla granicznej wartości efektywności ekonomicznej pracy elektrociepłowni $NPV = 0$ - dodatek A) dopalanie byłoby całkowicie ekonomicznie nieuzasadnione. Zamiast dopalania należałoby stosować turbinę gazową o większej mocy. W przypadku wysokich cen gazu i niskich cen energii elektrycznej budowa i eksploatacja elektrociepłowni gazowo-parowych z uwagi na wyższe w nich koszty produkcji energii cieplnej od kosztów w istniejących układach węglowych jest nieopłacalna.

Wyniki obliczeń $e^{dop}_{el\,gr}$ oraz dodatkowo wartości jednostkowego kosztu produkcji energii cieplnej dla wyliczonych wartości $e^{dop}_{el\,gr}$ przedstawiono na rysunku 3.10 (np. dla przyjętych na rysunkach 3.8 i 3.9 danych wejściowych $e^{dop}_{el\,gr} \cong 39$ USD/MWh).



Rys. 3.10. Graniczne ceny energii elektrycznej i jednostkowe koszty produkcji energii cieplnej w układzie: blok gazowo-parowy + dopalanie

Fig. 3.10. Marginal electricity price and specific cost of heat production in the plant consisting of gas and steam turbine unit + supplementary firing

3.7. *Wpływ sprawności turbiny gazowej na jednostkowy koszt wytwarzania ciepła grzejnego*

Wzrost sprawności η_{TG} spowodowany jest rozwojem inżynierii materiałowej i podniesieniem temperatury spalin przed turbiną $t^{TG}_{sp\,dol}$. Jeżeli nie następuje wówczas odpowiednio duże zwiększenie stosunku sprężenia powietrza w sprężarce turbozespołu gazowego (ze wzrostem $t^{TG}_{sp\,dol}$ rośnie bowiem wartość optymalnego stosunku sprężenia), to podniesieniu temperatury $t^{TG}_{sp\,dol}$ towarzyszy niepożądany wzrost temperatury spalin na wylocie z turbiny t^{TG}_{wyl}. Mniejsze straty egzergii w układzie gazowo-parowym byłyby bowiem wówczas, gdyby strumień entalpii spalin „przepracował bezpośrednio" w turbinie gazowej w jak największym zakresie temperatury $\Delta t = t^{TG}_{sp\,dol} - t^{TG}_{wyl}$, tj. z jak najmniejszym udziałem wykorzystania tej entalpii w części parowej układu za pośrednictwem koniecznej wówczas generującej straty egzergii ścianki wymiennika, jakim jest kocioł odzyskowy, i z zastosowaniem wody jako koniecznego tym samym pośredniego nośnika energii. Sumując, zwiększanie temperatury spalin dolotowych do turbiny $t^{TG}_{sp\,dol}$ powoduje wykorzystanie większego zakresu temperatury w układzie gazowo-parowym, od temperatury spalania w komorze spalania turbiny gazowej do izotermy skraplania w kondensatorze turbiny parowej o temperaturze bliskiej temperaturze otoczenia t_{ot}, co minimalizuje straty mocy elektrycznej (egzergii) w układzie. Niepożądany wzrost t^{TG}_{wyl} i związane z tym straty egzergii są częściowo odzyskiwane w części parowej układu w wyniku doprowadzenia w niej ciepła do obiegu przy wyższej wówczas średniej temperaturze.

Analizując wpływ temperatur w charakterystycznych punktach obiegu cieplnego elektrociepłowni gazowo-parowej na moc elektryczną, można posłużyć się w tej analizie „metodą entropową" [40]. Metoda entropowa polega na uzupełnieniu równań bilansowych mocy i entalpii o bilans entropii, i tym samym wprowadza entropowo uśrednione temperatury dla procesów doprowadzania i wyprowadzania ciepła z układu, bez przyjmowania temperatury otoczenia jako temperatury odniesienia. Wykonując bilans mocy i entropii dla turbozespołu gazowego (w celu pokazania wpływu temperatury spalin dolotowych do turbiny $t^{TG}_{sp\,dol}$, osłona bilansowa nie obejmuje komory spalania), zachowując oznaczenia jak w [40]:

- bilans mocy [40]:

$$N^{TG}_{el\,netto} + \sum N^{TG}_{pw} = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_0 - \dot{Q}^{TG}_{ot}, \tag{3.42}$$

- bilans entropii [40]:

$$\dot{S}_{gen}^{TG} = \dot{Q}_0 / \overline{T}_0 - \dot{Q}_1 / \overline{T}_1 + \dot{S}_{ot}^{TG}, \tag{3.43}$$

przy czym $\dot{S}_{ot}^{TG} = \dot{Q}_{ot}^{TG} / T_{ot}$,
otrzymuje się [40]:

$$N_{el\ netto}^{TG} = \overline{\eta}_C^{TG} [1 - \frac{\overline{T}_0 \overline{T}_1}{\overline{T}_1 - \overline{T}_0} \frac{\dot{S}_{gen}^{TG}}{\dot{Q}_{dopr}^{TG}} - \frac{\overline{T}_1}{\overline{T}_1 - \overline{T}_0} (\frac{\dot{Q}_{ot}^{TG} - \overline{T}_0 \dot{S}_{ot}^{TG}}{\dot{Q}_{dopr}^{TG}} + \frac{\sum N_{pw}^{TG}}{\dot{Q}_{dopr}^{TG}})] \dot{Q}_{dopr}^{TG}, \tag{3.44}$$

gdzie [40]:

$$\overline{T}_1 = \dot{Q}_1 / [(\dot{m}_{pow}^{TG} + \dot{P}) s_{sp\ dol}^{TG} - \dot{m}_{pow}^{TG} s_{pow\ dol}^{KS})] \tag{3.45}$$

jest entropowo uśrednioną temperaturą doprowadzenia ciepła do turbiny gazowej, a [40]:

$$\overline{T}_0 = \dot{Q}_0 / [(\dot{m}_{pow}^{TG} + \dot{P}) s_{sp\ wyl}^{TG} - \dot{m}_{pow}^{TG} s_{pow}^{ot})] \tag{3.46}$$

entropowo uśrednioną temperaturą doprowadzenia ciepła do kotła odzyskowego. Wielkość $\overline{\eta}_C^{TG} = 1 - \overline{T}_0 / \overline{T}_1$ może być interpretowana jako sprawność silnika Carnota pracującego między entropowo uśrednionymi temperaturami w rzeczywistych procesach doprowadzania i wyprowadzania ciepła w części gazowej bloku gazowo-parowego [40]. Strumienie ciepła doprowadzonego i wyprowadzonego z turbiny gazowej wyrażają się kolejno wzorami [40]:

$$\dot{Q}_{dopr}^{TG} \equiv \dot{Q}_1 = [(\dot{m}_{pow}^{TG} + \dot{P}) i_{sp\ dol}^{TG} - \dot{m}_{pow}^{TG} i_{pow\ dol}^{KS}] \tag{3.47}$$

oraz

$$\dot{Q}_0 = [(\dot{m}_{pow}^{TG} + \dot{P}) i_{sp\ wyl}^{TG} - \dot{m}_{pow}^{TG} i_{pow}^{ot}] \tag{3.48}$$

przy czym $\dot{m}_{pow}^{TG}$ oznacza strumień masy powietrza do spalania w komorze spalania *KS* turbiny gazowej gazu w ilości $\dot{P}$, a $s_{pow\ dol}^{KS}$ i $i_{pow\ dol}^{KS}$ jego entropię i entalpię właściwą za sprężarką powietrza (dolotową do *KS*), $i_{sp\ wyl}^{TG}$ entalpię właściwą spalin wylotowych z turbiny gazowej o temperaturze t_{wyl}^{TG}, $\sum N_{pw}^{TG}$ elektryczne potrzeby własne turbiny gazowej, $\dot{Q}_{ot}^{TG}$ strumień strat ciepła do otoczenia.

Wykonując bilans mocy i entropii dla turbozespołu parowego (w celu uogólnienia rozważań wykonano bilanse dla turbozespołu dwuciśnieniowego - rys 4.1)(termin „turbina gazowa" czy też „turbina parowa" obejmuje nie tylko właściwą turbinę, ale również urządzenia pomocnicze), otrzymuje się:

- bilans energii

$$N_{el\ netto}^{TP} + \sum N_{pw}^{TP} = \dot{Q}_{dopr}^{TP} - \dot{Q}_{skr} - \dot{Q}_{1u} - \dot{Q}_{2u} - \dot{Q}_{ot}^{TP}, \tag{3.49}$$

- sumę przyrostów entropii

$$\dot{S}_{gen}^{TP} = \frac{\dot{Q}_{skr}}{\overline{T}_{skr}} + \frac{\dot{Q}_{1u}}{\overline{T}_{1u}} + \frac{\dot{Q}_{2u}}{\overline{T}_{2u}} + \frac{\dot{Q}_{ot}^{TP}}{T_{ot}} - \frac{\dot{Q}_{dopr}^{TP}}{\overline{T}_{dopr}^{TP}}, \tag{3.50}$$

przy czym:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{dopr}^{TP} &= \dot{m}_w (i_w - i_{wz}) + \dot{m}_n (i_n - i_{wz}) + \\ &+ \dot{m}_k (i_{odg} - i_{ps}) + \dot{m}_{1u} (i_{odg} - i_{wc}) + \dot{m}_{2u} (i_{odg} - i_{wc}) \end{aligned}, \tag{3.51}$$

$$\dot{Q}_{skr} = \dot{m}_k (i_k - i_{skr}), \tag{3.52}$$

$$\dot{Q}_{1u} = \dot{m}_{1u} (i_{1u} - i_{wc}), \tag{3.53}$$

$$\dot{Q}_{2u} = \dot{m}_{2u} (i_{2u} - i_{wc}), \tag{3.54}$$

oraz uśrednione entropowo temperatury doprowadzenia i wyprowadzenia ciepła równają się:

$$\begin{aligned} \overline{T}_{dopr}^{TP} &= \dot{Q}_{dopr}^{TP} / [\dot{m}_w (s_w - s_{wz}) + \dot{m}_n (s_n - s_{wz}) + \\ &+ \dot{m}_k (s_{odg} - s_{ps}) + \dot{m}_{1u} (s_{odg} - s_{wc}) + \dot{m}_{2u} (s_{odg} - s_{wc})] \end{aligned}, \tag{3.55}$$

$$\overline{T}_{skr} = \dot{Q}_{skr} / [\dot{m}_k (s_k - s_{skr})], \tag{3.56}$$

$$\overline{T}_{1u} = \dot{Q}_{1u} / [\dot{m}_{1u} (s_{1u} - s_{wc})], \tag{3.57}$$

$$\overline{T}_{2u} = \dot{Q}_{2u} / [\dot{m}_{2u} (s_{2u} - s_{wc})]. \tag{3.58}$$

Kontrolna osłona bilansowa w równaniach (3.49) i (3.50) (rys. 4.1) obejmuje turbozespół parowy, pompę skroplin ze skraplacza turbiny, odgazowywacz oraz pompę wody zasilającej dwuciśnieniowy kocioł odzyskowy. Suma elektrycznych potrzeb własnych $\sum N_{pw}^{TP}$ obejmuje tym samym potrzeby własne urządzeń znajdujących się na zewnątrz osłony (pompę wody chłodzącej, pompę wody sieciowej, pompę wody uzupełniającej zład ciepłowniczy, wentylator

chłodni kominowej itd.). W celu uogólnienia rozważań w równaniach bilansowych ujęto również podgrzewanie skroplin ze skraplacza turbiny oraz skroplin upustowej pary grzejnej w podgrzewaczu wody zabudowanym w końcowej strefie kotła – rys. 3.2 (wymiennik ten nie występuje na rys. 4.1).

Z równań (3.49) i (3.50) otrzymuje się:

$$N^{TP}_{el\ netto} = [\overline{\eta}^{TP}_{C}(1-\frac{\overline{T}_{skr}\overline{T}^{TP}_{dopr}}{\overline{T}^{TP}_{dopr}-\overline{T}_{skr}}\frac{\dot{S}^{TP}_{gen}}{\dot{Q}^{TP}_{dopr}})\dot{Q}^{TP}_{dopr} - \dot{Q}_{1u}(1-\frac{\overline{T}_{skr}}{\overline{T}_{1u}}) - \dot{Q}_{2u}(1-\frac{\overline{T}_{skr}}{\overline{T}_{2u}})]\frac{1}{1+\zeta_t+\varepsilon^{TP}_{el}} \quad (3.59)$$

Wielkość $\overline{\eta}^{TP}_{C} = 1-\overline{T}_{skr}/\overline{T}^{TP}_{dopr}$ może być interpretowana jako sprawność silnika Carnota, pracującego między entropowo uśrednionymi temperaturami w rzeczywistych procesach doprowadzania i wyprowadzania ciepła w części parowej bloku gazowo-parowego, zaś wielkość $1-\overline{T}_{skr}\overline{T}^{TP}_{dopr}\dot{S}^{TP}_{gen}/[(\overline{T}^{TP}_{dopr}-\overline{T}_{skr})\dot{Q}^{TP}_{dopr}]$ jako miara nieodwracalności procesów konwersji energii, i może być uważana za wskaźnik jakości tych procesów, tym samym wskazuje potencjalne możliwości ich doskonalenia w rozważanych urządzeniach objętych osłoną bilansową [40]. Wielkości $\dot{Q}_{1u}(1-\overline{T}_{skr}/\overline{T}_{1u})$ i $\dot{Q}_{2u}(1-\overline{T}_{skr}/\overline{T}_{2u})$ mogą być interpretowane jako strumienie egzergii strumieni $\dot{Q}_{1u}$ i $\dot{Q}_{2u}$ między entropowo uśrednionymi temperaturami $\overline{T}_{skr}, \overline{T}_{1u}$ i $\overline{T}_{2u}$. Względny wskaźnik $\zeta_t = (\dot{Q}^{TP}_{ot}-\overline{T}_{skr}\dot{S}^{TP}_{ot})/N^{TP}_{el\ netto}$ $(\dot{S}^{TP}_{ot} = \dot{Q}^{TP}_{ot}/T_{ot})$ oznacza zmniejszenie mocy na skutek strat ciepła do otoczenia, natomiast $\varepsilon^{TP}_{el} = \sum N^{TP}_{pw}/N^{TP}_{el\ netto}$ względny wskaźnik elektrycznych potrzeb własnych części parowej nie objętej kontrolną osłoną bilansową.

Oczywiście, jak wynika ze wzoru (3.44), podwyższanie temperatury spalin dolotowych do turbiny gazowej $t^{TG}_{sp\ dol}$ (dochodzącej obecnie już nawet do 1500 ^{0}C) poprzez obniżanie stosunku nadmiaru powietrza w komorze spalania i obniżanie temperatury t^{TG}_{wyl} powoduje zwiększanie wykorzystywanego zakresu temperatury w obiegu gazowym, zwiększa moc i sprawność turbozespołu gazowego η_{TG}. Taki sam kierunek oddziaływania na wzrost mocy turbiny parowej ma wzrost temperatury t^{TG}_{wyl} i obniżanie temperatury pary upustowej (wzór (3.59)) (ograniczonej od dołu konieczną temperaturą wody sieciowej), zasilającej wymienniki ciepłownicze na potrzeby ciepła grzejnego. Jak już jednak zaznaczono, straty egzergii $\delta\dot{B} = (\dot{S}^{TG}_{gen}+\dot{S}^{TP}_{gen})T_{ot}$ w układzie gazowo-parowym (suma przyrostów entropii nie obejmuje entropii generowanej w komorze spalania turbiny gazowej, co nie zmienia jednak poprawności

rozważań) byłyby mniejsze przy niższej temperaturze t_{wyl}^{TG}. Obniżanie temperatury pary upustowej zwiększa moc turbiny parowej, oraz zmniejsza straty egzergii w wymiennikach ciepłowniczych (w praktyce wartość różnicy temperatur pomiędzy skroplinami pary upustowej a wodą sieciową na wyjściu z wymienników ciepłowniczych wynosi $\Delta t = 3$ K; nadmierne zmniejszenie różnicy tych temperatur, tj. nadmierne zmniejszenie bodźców termodynamicznych w wymiennikach ciepłowniczych [82], może prowadzić do nadmiernego zwiększenia nakładów inwestycyjnych na wymienniki). Metoda entropowa może być przydatna w obliczeniach optymalizacyjnych przy wyznaczaniu minimum rocznych kosztów działania elektrociepłowni. Konieczne byłoby wówczas ustalenie zależności funkcyjnych kosztów urządzeń i kosztów eksploatacji elektrociepłowni w funkcji generowanej entropii w poszczególnych węzłach układu.

Wzrost sprawności turbiny gazowej η_{TG} powoduje, że przy tej samej produkcji energii cieplnej Q_R, zgodnie z uporządkowanym wykresem zapotrzebowania na ciepło grzejne, następuje zwiększenie wartości rocznego wskaźnika σ_R^{ec} skojarzonej pracy elektrociepłowni gazowo – parowej. Moc cieplna układu gazowo-parowego zależy bowiem od mocy cieplnej spalin wylotowych z turbiny gazowej $\dot{I}_{sp} = N_{el}^{TG} / \eta_{TG} - N_{el}^{TG}$ (wzór (3.4)) i wzrost sprawności pociąga konieczność zastosowania turbiny o większej mocy. Wskaźnik σ_R^{ec}, jak już zaznaczono, odniesiony jest do okresu rocznego, i jest ilorazem rocznej produkcji netto energii elektrycznej do rocznej produkcji netto energii cieplnej, zgodnie z uporządkowanym wykresem zapotrzebowania na ciepło grzejne:

$$\sigma_R^{ec} = \frac{E_{el,R}}{Q_R} = \frac{(N_{el\,z\,ir}^{G-P}\,|_0^{\tau_z}\,\tau_z + N_{el\,l}^{G-P}\tau_l)(1-\varepsilon_{el}^{ec})}{(\dot{Q}_{c\,z\,ir}^{ec}\,|_0^{\tau_z}\,\tau_z + \dot{Q}_{l\,cwu}^{ec}\tau_l)(1-\varepsilon_Q^{ec})}, \tag{3.60}$$

przy czym można przyjąć bez popełnienia znaczącego błędu, że względny wskaźnik cieplnych potrzeb własnych elektrociepłowni jest równy zero, $\varepsilon_Q^{ec} \cong 0$ (w przypadku gdy znamionowa moc cieplna bloku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ równa się maksymalnej mocy elektrociepłowni $\dot{Q}_{c\,max}^{ec}$, wartość wskaźnika σ_R^{ec} wynosi ok. 2,8).

Jednostkowy koszt produkcji ciepła (wzór (A.15) – dodatek A) można wyrazić wówczas zależnością:

$$k_c = \frac{K_R}{Q_R} - \sigma_R^{ec}\, e_{el}, \tag{3.61}$$

i można oczekiwać, że koszt ten, pomimo wzrostu nakładów inwestycyjnych na turbozespół gazowy o większej mocy $(N_{el}^{TG})^{"}$, i zwiększonego wówczas zużycia spalanego w turbinie gazu w ilości $(N_{el}^{TG})^{"}/(\eta_{TG})^{"}$ będzie mniejszy od kosztu w przypadku zastosowania w bloku turbiny o mniejszej sprawności $(\eta_{TG})^{'}$. Przy założeniu że $(\dot{I}_{sp})^{"}=(\dot{I}_{sp})^{'}$ oraz $(t_{wyl}^{TG})^{"}=(t_{wyl}^{TG})^{'}$ (strumienie pojemności cieplnej spalin wylotowych z turbiny są więc identyczne) moce turbozespołu parowego w obu przypadkach byłyby takie same, i warunkiem opłacalności stosowania turbozespołu gazowego o większej sprawności jest spełnienie nierówności $(k_c)^{"}<(k_c)^{'}$, skąd:

$$[(N_{el}^{TG})^{"}-(N_{el}^{TG})^{'}]\tau_R\, e_{el} \geq \Delta J^{G-P}(z\rho+\delta_{rem})+[\frac{(N_{el}^{TG})^{"}}{(\eta_{TG})^{"}}-\frac{(N_{el}^{TG})^{'}}{(\eta_{TG})^{'}}]\tau_R\, e_g . \quad (3.62)$$

Przyrost rocznego przychodu $[(N_{el}^{TG})^{"}-(N_{el}^{TG})^{'}]\tau_R\, e_{el}$ wynikający ze sprzedaży dodatkowej energii elektrycznej $[(N_{el}^{TG})^{"}-(N_{el}^{TG})^{'}]\tau_R$ musi więc w całości pokryć dodatkowe roczne koszty, związane z przyrostem nakładów inwestycyjnych na układ gazowo-parowy, spowodowane zwiększoną mocą turbozespołu gazowego, oraz zwiększone koszty spalanego gazu (zwiększenie opłat za gospodarcze korzystanie ze środowiska można pominąć jako wielkość małą). Wykorzystując warunek równości strumieni entalpii spalin wylotowych z turbiny gazowej $(\dot{I}_{sp})^{"}=(\dot{I}_{sp})^{'}$, skąd:

$$\Delta N_{el}^{TG}=(N_{el}^{TG})^{"}-(N_{el}^{TG})^{'}=(N_{el}^{TG})^{"}/(\eta_{TG})^{"}-(N_{el}^{TG})^{'}/(\eta_{TG})^{'}, \quad (3.63)$$

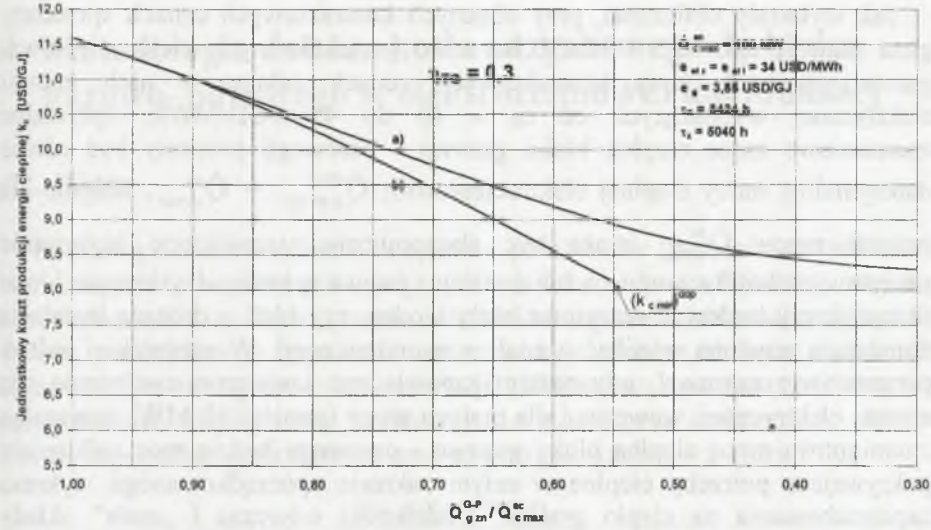
i z zależności (3.62) wynika:

$$\frac{\Delta J^{G-P}}{\Delta N_{el}^{TG}} \leq \frac{(e_{el}-e_g)\tau_R}{z\rho+\delta_{rem}}. \quad (3.64)$$

Podstawiając w nierówności np. wartości e_{el} = 40 USD/MWh, e_g = 3,5 USD/GJ, τ_R=8400 h, $z\rho+\delta_{rem}$ = 0,16, otrzymuje się graniczną wartość przyrostu nakładów inwestycyjnych na blok gazowo-parowy na jednostkowy przyrost mocy turbozespołu gazowego równą 1438,5 USD/kW, co całkowicie uzasadnia opłacalność ekonomiczną stosowania w elektrociepłowniach turbin gazowych o jak najwyższych sprawnościach energetycznych. Nawet znaczne zmniejszenie czasu τ_R w relatywnie niewielkim stopniu zmniejsza wartość

1438,5 USD/kW. Ponadto, jednostkowe (na jednostkę mocy) nakłady inwestycyjne dla produkowanych turbin gazowych wahają się w zakresie od ok. 800 USD/kW dla małych turbin (np. dla turbogeneratora Makila TI o mocy 1,05 MW i sprawności 27,1% nakłady te wynoszą 838 USD/kW) do 180 USD/kW dla turbin dużych (np. dla turbozespołu M701G o mocy 334 MW i sprawności 39,5%)[47], i tym samym przyrost nakładów na turbinę o zwiększonej sprawności byłby znacznie mniejszy od tych wartości, a tym bardziej mniejszy od wartości 1438,5 USD/kW. W rzeczywistości ceny turbozespołów gazowych nie zależą od ich sprawności (lub zależą w bardzo nieznacznym stopniu), i np. turbozespół gazowy o tej samej mocy i o wyższej sprawności może (jest) być tańszy, w zależności od producenta, od turbozespołu o niższej sprawności [47]. Nakłady finansowe na elektrociepłownie o takich samych mocach cieplnych, niezależnie od mocy zastosowanych turbozespołów gazowych, są w praktyce w zasadzie takie same. Zakładając, że przyrost nakładów kapitałowych jest równy zero, $\Delta J^{G-P} \cong \Delta J^{TG} = 0$, z nierówności (3.64) otrzymuje się, że cena energii elektrycznej jest większa od jednostkowej (na jednostkę energii) ceny gazu $e_{el} > e_g$, co w oczywisty sposób uzasadnia, że stosowanie turbiny gazowej o większej sprawności obniża jednostkową cenę ciepła i zwiększa zysk pracy elektrociepłowni gazowo-parowej, niezależnie od stosunku znamionowej mocy cieplnej bloku do znamionowej mocy cieplnej elektrociepłowni $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\,\max}$.

W przypadku elektrociepłowni o mocy bloku gazowo-parowego mniejszej od szczytowego zapotrzebowania na moc cieplną $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} < \dot{Q}^{ec}_{c\,\max}$, i zastosowania w układzie dopalania, dla relatywnie wysokiego poziomu cen gazu i niskiego poziomu cen energii elektrycznej optymalną mocą bloku jest moc jak najmniejsza i równa $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn\,opt} \cong 0{,}55\dot{Q}^{G-P}_{c\,\max}$, wynikająca z możliwego w kotle odzyskowym dopalania bez znaczącego wzrostu nakładów inwestycyjnych na kocioł. Wówczas wzrost η_{TG}, jak już zaznaczono, powoduje również obniżenie jednostkowych kosztów produkcji w elektrociepłowni ciepła (i tak wysokich), ale nie zmienia charakteru monotoniczności funkcji jednostkowych kosztów produkcji ciepła w zależności od wartości stosunku $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\,\max}$. Powoduje tylko, że silnie monotoniczna krzywa kosztów wytwarzania energii cieplnej w elektrociepłowni w funkcji stosunku $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\,\max}$ staje się coraz bardziej „pozioma", tzn. różnica pomiędzy wartościami granicznymi kosztów zmniejsza się i np. dla przypadku bloku z dopalaniem wartość kosztu największego $k_c(\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\,\max} = 1)$ i wartość kosztu najmniejszego $k_c(\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\,\max} = 0{,}55)$ zbliżają się do siebie, $k_c(\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\,\max} = 1) \cong k_c(\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\,\max} = 0{,}55)$ - rys. 3.9, 3.11.



Rys. 3.11. Jednostkowy koszt produkcji energii cieplnej w elektrociepłowni gazowo-parowej przy η_{TG}=0,3 i cenie e_{el} = 34 USD/MWh w układzie: a) blok gazowo-parowy + szczytowe kotły wodne b) blok gazowo-parowy + dopalanie

Fig. 3.11. Specific cost of heat production in the combined-cycle heat and power plant at η_{TG}=0,3 and electricity price e_{el} = 34 USD/MWh consisting of: a) gas and steam turbine unit + peak water boilers; b) gas and steam turbine unit + supplementary firing

3.8. Wnioski

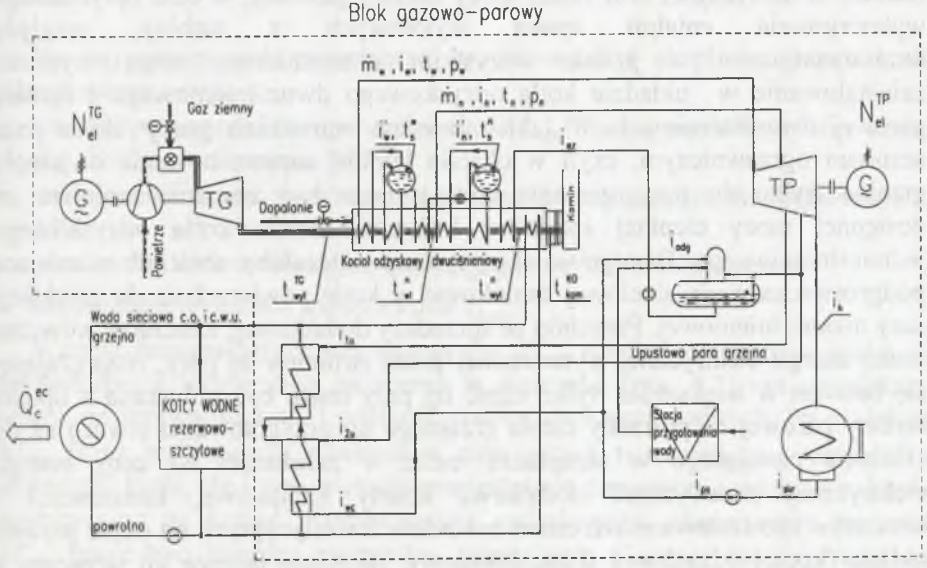
Optymalna z uwagi na maksymalizację zysku pracy elektrociepłowni wartość znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego i znamionowej mocy elektrycznej turbozespołu gazowego w głównej mierze zależy od relacji ceny gazu ziemnego do ceny energii elektrycznej. Istotnie na poziom optymalnej mocy wpływają również nakłady inwestycyjne na blok gazowo-parowy oraz maksymalna moc cieplna elektrociepłowni. Zwiększanie ceny energii elektrycznej i obniżanie ceny gazu ziemnego powoduje, że optymalna znamionowa moc cieplna bloku gazowo-parowego rośnie, przybliżając się do maksymalnej mocy cieplnej elektrociepłowni. Im większa jest ponadto moc cieplna elektrociepłowni, tym mniejsza jest graniczna cena energii elektrycznej, przy której zachodzi warunek $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn\,opt} = \dot{Q}^{ec}_{c\,max}$. Przy mocach cieplnych mniejszych od 30 MW występuje znaczny przyrost granicznej ceny energii elektrycznej, co wynika z podobnego przebiegu krzywej jednostkowego nakładu inwestycyjnego dla elektrociepłowni gazowo - parowych [5].

Jak wykazały obliczenia, przy obecnych kontraktowych cenach sprzedaży gazu poniżej e_g < 3,5 USD/GJ do nowo projektowanych elektrociepłowni gazowo-parowych, oraz kontraktowych cenach zakupu z nich energii elektrycznej wynoszących od e_{el} = 40 do 45 USD/MWh, optymalne znamionowe moce cieplne bloku gazowo - parowego powinny być równe maksymalnej mocy cieplnej elektrociepłowni: $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn\,opt} = \dot{Q}^{ec}_{c\,max}$. Jedynie dla małych mocy $\dot{Q}^{ec}_{c\,max}$ może być ekonomicznie uzasadnione stosowanie szczytowych kotłów wodnych lub dopalania paliwa w kotle odzyskowym bloku (decyzja, czy budować szczytowe kotły wodne, czy blok z droższą instalacją dopalającą powinna wynikać z analizy ekonomicznej). W niedalekiej jednak perspektywie czasowej, gdy nastąpi zapowiadane konieczne uwolnienie cen energii elektrycznej, wówczas i dla małych mocy (poniżej 10 MW) optymalną znamionową mocą cieplną bloku gazowo - parowego będzie moc całkowicie pokrywająca potrzeby cieplne w całym zakresie uporządkowanego wykresu zapotrzebowania na ciepło grzejne. Dodatkowo wówczas i „małe" układy kombinowane również będą w stanie zagwarantować rynkowo uzasadnione koszty produkcji ciepła [8].

4. Metodologia doboru kotła odzyskowego do bloku gazowo–parowego w elektrociepłowni komunalnej

4.1. Wstęp

Podstawą doboru wielkości urządzeń i parametrów pracy elektrociepłowni komunalnych i przemysłowych jest roczny uporządkowany wykres zapotrzebowania na ciepło grzejne. Dla elektrociepłowni komunalnych jest to wykres sumarycznego zapotrzebowania na moc cieplną służącą w sezonie ogrzewniczym do ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji pomieszczeń oraz do przygotowania ciepłej wody użytkowej (c.w.u.), a poza sezonem, w okresie letnim, zapotrzebowania tylko na moc do przygotowania c.w.u. (rys. 3.1).



Rys. 4.1. Schemat ideowy elektrociepłowni gazowo-parowej dwuciśnieniowej
Fig. 4.1. Scheme of the double pressure combined-cycle heat and power plant

W przypadku elektrociepłowni z blokiem gazowo - parowym istotnym problemem jest dopasowanie mocy turbozespołu gazowego do tego wykresu (rozdział 3) oraz dobór typu kotła odzyskowego (jedno- lub dwuciśnieniowego) i termicznych parametrów produkowanej w nim pary. Część gazowa układu gazowo-parowego i jej sprawność elektryczna są zdeterminowane zastosowaną w układzie turbiną gazową (obecny poziom technologii nie pozwala jeszcze na projektowanie i produkcję turbin gazowych, w przeciwieństwie do turbin

parowych i kotłów odzyskowych, dla wynikających z obliczeń optymalizacyjnych konkretnych parametrów, i dlatego w układach gazowo-parowych stosuje się istniejące konstrukcje turbin gazowych), natomiast dobór urządzeń i termiczne parametry pracy części parowej układu (a tym samym jej sprawność egzergetyczna) powinny być optymalizowane (rozdział 5). Parametry te i ilość produkowanej w kotle odzyskowym pary świeżej oraz moc turbiny parowej i moc cieplna układu zależą od mocy cieplnej i temperatury wylotowych z turbiny gazowej spalin. Poza sezonem ogrzewniczym turbina parowa układu gazowo-parowego pracuje z maksymalnym strumieniem kondensacyjnym. Moc cieplna do podgrzewania ciepłej wody użytkowej może być wówczas dostarczana wyłącznie z podgrzewacza *spaliny-woda sieciowa* zabudowanego w kotle odzyskowym (w jego końcowej strefie w zakresie niskich temperatur spalin), lub z upustu turbiny parowej. W przypadku dużej znamionowej mocy cieplnej elektrociepłowni (małe są wówczas jednostkowe nakłady inwestycyjne) oraz dużej mocy turbiny gazowej, w celu optymalnego wykorzystania entalpii spalin wylotowych z turbiny, względy termodynamiczne, a przede wszystkim ekonomiczne, mogą wymusić zainstalowanie w układzie kotła odzyskowego dwuciśnieniowego i turbiny parowej dwuciśnieniowej. W takich bowiem warunkach pracy bloku poza sezonem ogrzewniczym, czyli w okresie letnim, zapotrzebowanie na ciepło grzejne (tylko do przygotowania c.w.u.) może być znacznie mniejsze od dostępnej mocy cieplnej spalin w końcowej strefie kotła odzyskowego jednociśnieniowego. Dlatego w takiej sytuacji należałoby obok lub w miejscu podgrzewacza wody sieciowej zabudować w kotle powierzchnie do produkcji pary niskociśnieniowej. Przychód ze sprzedaży dodatkowej, znaczącej wówczas ilości energii elektrycznej wytworzonej przez strumień tej pary, rozprężającej się bowiem w większości (tylko część tej pary może być pobierana z upustu turbiny parowej na potrzeby ciepła grzejnego do przygotowania c.w.u.) aż do ciśnienia panującego w skraplaczu może w zależności od ceny energii elektrycznej przewyższać dodatkowe koszty kapitałowe, konserwacji i remontów spowodowane wzrostem nakładów inwestycyjnych na część parową układu (kocioł odzyskowy dwuciśnieniowy, rurociągi łączące go wówczas z turbiną parową dwuciśnieniową itd. – rys. 4.1), i tym samym zwiększyć zysk pracy elektrociepłowni. Instalowanie natomiast w układzie kotła odzyskowego dwuciśnieniowego (bez turbiny dwuciśnieniowej), i zamiana tylko ciepła w parze niskociśnieniowej na ciepło grzejne w wodzie sieciowej jest całkowicie nieuzasadnione zarówno ze względów energetycznych, jak i ekonomicznych. Wydłużałoby tylko niepotrzebnie łańcuch przemian termodynamicznych zamiany ciepła na ciepło, i byłoby dodatkowym źródłem strat egzergii w układzie, czego skutkiem byłby większy koszt produkcji ciepła, i tym samym powodowałoby straty ekonomiczne pracy elektrociepłowni [76,82]. Instalowanie w elektrociepłowni kotła dwuciśnieniowego bez turbiny dwuciśnieniowej mogłoby być uzasadnione ekonomicznie tylko wtedy, gdy

istniałby odbiorca - np. zakład przemysłu spożywczego - pary niskociśnieniowej. Wówczas bowiem bardziej opłacalne mogłoby być dostarczanie jej do zakładu bezpośrednio z kotła niż instalowanie w układzie turbiny dwuciśnieniowej i dostarczanie pary z jej upustu.
Jako końcowe kryterium doboru optymalnych wielkości urządzeń oraz optymalnych termicznych parametrów pracy części parowej elektrociepłowni gazowo-parowej, przy zadanym uporządkowanym wykresie zapotrzebowania na ciepło grzejne, należy przyjmować maksimum osiąganego w układzie zysku. Zysk ten w głównej mierze zależy od mocy turbozespołu gazowego, od poziomu ceny energii elektrycznej, ceny gazu oraz od wartości znamionowej mocy cieplnej (mocy maksymalnej) elektrociepłowni.

4.2. Parametry projektowe i eksploatacyjne kotła odzyskowego

Do najważniejszych parametrów projektowych i eksploatacyjnych kotła odzyskowego należą:

- wartość przewężenia temperaturowego ΔT_{min} (inaczej punkt krytyczny kotła; ang. *boiler pinch point – BPP*),
- niedogrzanie wody na wlocie do walczaka (ang. *approach temperature – AT*),
- przeciwciśnienie turbiny gazowej (ang. *gas turbine backpressure*),
- temperatura wylotowa spalin z kotła t_{kom}^{KO}.

Wartość minimalnej różnicy temperatur ΔT_{min} między temperaturą spalin za parowaczem a temperaturą nasycenia w walczaku (rys. 4.2) ma największy wpływ na sprawność kotła i wielkość powierzchni ogrzewalnych. Im mniejsze ΔT_{min} (oraz im mniejsze ciśnienie w parowaczu), tym większa wydajność i sprawność kotła, ale i tym większa powierzchnia parowacza i większe nakłady inwestycyjne na kocioł. Konsekwencją nadmiernego zmniejszania wartości ΔT_{min} może być również niestabilna praca kotła z uwagi na jego większą wówczas wrażliwość na zmiany temperatury spalin wylotowych z turbiny gazowej. Obecnie przyjmuje się, że wartości przewężenia temperaturowego, uzasadnione eksploatacyjnie i ekonomicznie, dla kotłów bez dopalania (ang. *unifiring*) wynoszą ΔT_{min} = 6÷10 K (wszystkie dane projektowe i eksploatacyjne w tym podrozdziale podano za [57]), a dla kotłów z dopalaniem (ang. *supplementary firing*) ΔT_{min} = 10÷20 K. Zwiększona wartość ΔT_{min} w kotłach z dopalaniem ma przeciwdziałać niestabilnej pracy kotła związanej ze zmianą temperatury spalin w wyniku zmiany wielkości dopalania (i tym samym zmiany wydajności kotła). Na skutek zmiany dopalania temperatura spalin może zmieniać się od 0 (przy zerowym dopaleniu) do ok. 400 K powyżej temperatury spalin wylotowych z turbiny gazowej. Dopalanie jest konieczne (podrozdział 3.1.), gdy np. wymagana jest praca kotła ze zmienną wydajnością

(ze względów termodynamicznych dopalanie jest jednak niekorzystne, jest źródłem znacznych strat egzergii w kotle). Turbina gazowa pracuje efektywnie energetycznie i ekonomicznie tylko przy znamionowym obciążeniu, dlatego regulacja obciążenia kotła poprzez zmianę obciążenia turbiny jest nieopłacalna [8]. Skutecznym rozwiązaniem jest wówczas zastosowanie palników dopalających. Dopalanie pozwala zwiększyć wydajność kotła trzy-, a nawet czterokrotnie. Ponieważ spaliny z turbiny gazowej zawierają tlen w granicach 14÷16%, więc nie ma potrzeby doprowadzania dodatkowego powietrza do palników dopalających. Gdy kocioł ma natomiast pracować również samodzielnie, przy wyłączonej turbinie (ang. *fresh air operation*), w takim wypadku wymagany jest wentylator powietrza do spalania o wydajności zbliżonej do wartości strumienia spalin wylotowych z turbiny gazowej (paliwo doprowadzone do palników dopalających w małym stopniu wpływa na zmianę masowego strumienia spalin płynących z turbiny do kotła). Kotły z instalacją dopalającą nie różnią się w zasadzie od kotłów bez dopalania, należy tylko z uwagi na wyższe temperatury spalin użyć na powierzchnie przegrzewacza wyższych gatunkowo stali oraz zwiększyć grubość izolacji kanałów spalin i obudowy kotła. Kanał dolotowy spalin łączący turbinę z kotłem, w którym umieszczone są palniki dopalające, musi być ponadto wystarczająco długi (długość samej komory paleniskowej wynosi bowiem 4÷7,5 m), aby zapewnić całkowite spalenie paliwa i uniknięcie stykania się płomienia z powierzchnią przegrzewacza, lub w przypadku dużego dopalania z powierzchnią parowacza ekranującego komorę paleniskową z uwagi na wysoką wówczas temperaturę spalin i możliwość przepalenia ścian kanału. Zmiany obciążeń kotła powodują niekorzystne efekty w wymiennikach ciepła umieszczonych w kotle w jego końcowej strefie w zakresie niskich temperatur spalin (podgrzewaczu wody, skroplin, wody sieciowej). Przy zmniejszaniu dopalania następuje bowiem „przesunięcie" wymiany ciepła w kierunku wylotu kotła, gdyż spiętrzenia temperaturowe (różnice pomiędzy temperaturą spalin a temperaturą czynnika ogrzewanego) w przedniej strefie kotła w zakresie wysokich temperatur znacząco wówczas maleją w przeciwieństwie do strefy końcowej kotła, gdzie mogą nawet nieznacznie wzrastać (rys.3.3). W przypadku pracy kotła przy częściowych obciążeniach lub całkowicie wyłączonych palnikach dopalających może wystąpić parowanie wody w podgrzewaczu wody, z uwagi że jego powierzchnia dobrana na obciążenie nominalne (maksymalne) jest w takiej sytuacji za duża. Jednym ze sposobów uniknięcia tego problemu jest zastosowanie podziału podgrzewacza na sekcje i wyłączania ostatnich sekcji w czasie pracy kotła przy częściowych obciążeniach. Ponadto można stosować: - częściowo przymknięte zawory na rurociągu łączącym podgrzewacz wody z walczakiem, podwyższające tym samym w podgrzewaczu ciśnienie: - otwarte zawory odpowietrzające zainstalowane na podgrzewaczu, aby podczas pracy kotła odprowadzać pęcherzyki pary do walczaka: - pompy cyrkulacyjne łączące walczak z podgrzewaczem wody zwiększające w nim przepływ: - zabudowę w

przeciwprądowym podgrzewaczu wody ostatnich rzędów rur współprądowo. Dodatkowo zwiększa się w podgrzewaczu wody wartość niedogrzania wody AT (rys. 4.2) na wlocie do walczaka. Wartość różnicy AT pomiędzy temperaturą nasycenia w walczaku a temperaturą wody na wylocie z podgrzewacza wody (ekonomizera) przyjmuje się dla kotłów bez dopalania na poziomie $AT = 5 \div 10$ K, a dla kotłów z dopalaniem pracujących ze zmiennym obciążeniem $AT = 20 \div 80$ K. Im mniejsza wartość niedogrzania (tym większa powierzchnia podgrzewacza i mniejsza powierzchnia parowacza), tym większa produkcja pary i tym samym większa sprawność kotła. Należy jednak pamiętać, że zbyt małe AT, jak już zaznaczono, może być przyczyną parowania wody w podgrzewaczu i blokowania przepływu w poszczególnych rurach (ze względu na małą temperaturę spalin nie ma jednak niebezpieczeństwa przegrzania rur), oraz wahania poziomu wody w walczaku (problem wahań poziomu można rozwiązać stosując np. większy walczak). Większe niedogrzanie wody AT^n zabezpiecza również przed kawitacją pompę wysokiego ciśnienia zasilaną wodą z walczaka niskociśnieniowego (rys. 4.1; wodę wysokociśnieniową zamiast z walczaka niskociśnieniowego można bezpośrednio pobierać z wylotu ekonomizera niskociśnieniowego). Jeżeli nowo projektowany kocioł - z dopalaniem lub bez dopalania - ma pracować tylko z obciążeniem nominalnym, to wartości ΔT_{min} i AT należy przyjmować jak najmniejsze. W praktyce wówczas najczęściej $\Delta T_{min} \cong 6$ K i $AT \cong 5$ K.

Przeciwciśnienie turbiny gazowej jest maksymalnym dopuszczalnym ciśnieniem spalin za turbiną, a tym samym jest głównym czynnikiem wpływającym na geometrię kotła. Zwiększenie oporów przepływu spalin przez kocioł tak, że wartość przeciwciśnienia rośnie, powoduje spadek mocy turbiny. Kocioł należy więc tak zaprojektować, aby tej wartości nie przekraczać. W praktyce opory przepływu przez kocioł wynoszą od 25 do 35 mbarów (dolne wartości dotyczą kotłów odzyskowych o konstrukcji pionowej - o pionowym kierunku przepływu spalin). Zwiększanie przekroju poprzecznego kotła (przyjmuje się najczęściej, że dla kotłów poziomych - o poziomym kierunku przepływu spalin - stosunek wysokości do szerokości kotła waha się dla kotłów mniejszych od 2,5:1, i dla jednostek większych 2:1) oznacza zmniejszanie prędkości spalin i ilości rzędów rur, a tym samym zmniejszanie oporów przepływu, ale kosztem zwiększania nakładów inwestycyjnych na kocioł z uwagi na konieczność zwiększania powierzchni ogrzewalnych na skutek pogorszonych konwekcyjnych współczynników wnikania ciepła. W praktyce przekroje kanałów spalin dobiera się przyjmując następujące średnie prędkości spalin (w m/s): - wylot z turbiny gazowej 60÷80; - kanał łączący turbinę z kotłem 30÷35; - klapa przerzutowa umożliwiająca pracę turbiny gazowej częściowo na gorący komin lub przy całkowicie wyłączonym kotle 30÷35 (przy aktualnym poziomie cen energii elektrycznej i gazu ziemnego, samodzielna praca turbiny gazowej jest nieopłacalna); - gorący (obejściowy) komin 30; -

palniki dopalające 20÷22; - powierzchnie ogrzewalne 15÷20(25); - komin główny 20. Całkowita wysokość komina najczęściej wynosi 25 m lub 10 m ponad górną krawędź kotła. Komin, kanał dolotowy oraz komin obejściowy z klapą przerzutową leżą w zakresie dostawy producenta kotła.

Wybór kotła pionowego podyktowany jest ograniczoną powierzchnią zabudowy lub chęcią wykorzystania miejsca w istniejącej kotłowni po usunięciu „starego" kotła (pyłowego, rusztowego itp.). Kotły pionowe buduje się w zasadzie z wymuszoną cyrkulacją w parowaczu za pomocą pomp cyrkulacyjnych (krotność cyrkulacji wynosi od 2,5 do 10). Rury parowacza montuje się bowiem w poziomie i odległość walczak-dolna komora wlotowa jest mała, a tym samym utrudniona jest naturalna cyrkulacja mieszanki parowodnej. Spotyka się jednak rozwiązania kotłów pionowych z naturalną cyrkulacją (rury parowacza nachylone są wówczas do poziomu pod kątem 7-15°). W sytuacji gdy wymagane są bowiem częste szybkie zmiany obciążenia kotła i parametrów termodynamicznych produkowanej w nim pary, pompy cyrkulacyjne mogłyby ulec szybkiemu kawitacyjnemu zniszczeniu na skutek obecności na ich ssaniu pary. W zależności od obciążenia kotła, od zmian parametrów termodynamicznych produkowanej pary oraz parametrów przepływających przez parowacz spalin ulega bowiem zmianom krotność cyrkulacji w parowaczu. Kotły z naturalną cyrkulacją (krotność cyrkulacji wynosi od 7 do 25, przy czym wartości większe odpowiadają oczywiście niższym ciśnieniom w parowaczu) zachowują się w takich sytuacjach bardzo elastycznie. Z naturalną cyrkulacją buduje się kotły odzyskowe poziome. Pionowe wówczas ułożenie rur w parowaczu i duża odległość walczaka od dolnych jego komór ułatwiają bowiem tę cyrkulację. Nakłady inwestycyjne na kocioł pionowy i poziomy, o takich samych wydajnościach i parametrach pary, są w zasadzie prawie takie same.

Temperatura wylotowa spalin t_{kom}^{KO} w głównej mierze uzależniona jest od ciśnienia w parowaczu(-ach) kotła odzyskowego. Im mniejsze ciśnienie w parowaczu(-ach), tym większe wykorzystanie entalpii spalin wylotowych z turbiny, i tym mniejsza temperatura t_{kom}^{KO} i większa sprawność kotła. Obniżenie temperatury można uzyskać dodatkowo, obok stosowania w kotle drugiego, niskociśnieniowego obiegu parowego, poprzez wprowadzenie do kotła w jego końcowej strefie w zakresie niskich temperatur spalin podgrzewacza skroplin (temperatura podgrzanych skroplin na wlocie do odgazowywacza powinna być przynajmniej o 15 K – min 10 K – niższa od temperatury nasycenia w odgazowywaczu z uwagi na stabilność pracy układu) lub parowacza deaeracyjnego (rys. 4.2c), i instalowanie podgrzewacza wody sieciowej o relatywnie dużych powierzchniach wymiany ciepła. Spiętrzenia temperaturowe (o kilka rzędów wielkości mniejsze niż w kotłach konwencjonalnych) pomiędzy spalinami i czynnikiem ogrzewanym, jak już zaznaczono, są bowiem w tej strefie kotła w porównaniu z jego strefą początkową wielokrotnie niższe, szczególnie w

kotłach z dopalaniem (rys. 3.3). Oznacza to mniejsze średnie różnice temperatur, a więc konieczność zabudowy większych powierzchni ogrzewalnych. W parowaczu deaeracyjnym w odróżnieniu od tradycyjnego odgazowywacza para do odgazowania wody zasilającej nie jest pobierana z zewnętrznego źródła, np. z upustu turbiny parowej, co podnosi sprawność egzergetyczną układu. Para ta jest wytwarzana w części ogrzewalnej parowacza. Parowacz deaeracyjny składa się z pęczka rur zabudowanych w kanale spalin tworzących parowacz, walczaka niskoprężnego (zabudowanego na stropie kotła), będącego równocześnie zbiornikiem wody zasilającej, odgazowywacza (do którego doprowadzane są skropliny) zabudowanego na walczaku, oraz rur opadowych i łączących. Parowacz deaeracyjny stanowi więc równocześnie zwartą konstrukcję kotła i węzła zasilającego. W przypadku pracy kotła ze zmiennym obciążeniem, jak już wspomniano, zmienia się ilość ciepła przejmowanego przez parowacz, co wiąże się ze zmianą ciśnienia (praca na ciśnieniu poślizgowym). Wraz z obniżaniem wydajności kotła ciśnienie (i temperatura) w parowaczu wzrasta. Najniższe obciążenie wyznacza maksymalne ciśnienie parowacza. Ciśnienie pracy parowacza deaeracyjnego wynosi najczęściej 1,2÷6 bar (105÷160 ^{0}C). Wyższe parametry nie są wskazane, gdyż praca odgazowywacza staje się bardziej zawodna, i ponadto parowacz jest droższy. W przypadku przekroczenia 6 barów odprowadza się nadmiar pary z odgazowywacza.

4.3. Analiza termodynamiczna i ekonomiczna doboru rozmieszczenia powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym

Wysoka temperatura spalin wylotowych z turbiny gazowej jest wadą samodzielnego obiegu turbiny. Koniecznością jest jej wykorzystanie w obiegu parowym, którego izoterma skraplania pozwala się zbliżyć do obiegu Carnota. W celu zmniejszenia strat egzergii w obiegu parowym należy w kotle odzyskowym zbliżyć rozkłady temperatury spalin i czynnika obiegowego poprzez zastosowanie kilku stopni ciśnienia. Sprawność egzergetyczna w obiegu parowym jest bowiem tym większa, im mniejsze są straty egzergii w kotle odzyskowym, powstające w wyniku nieodwracalnego przepływu ciepła pomiędzy spalinami a wodą i parą. Straty te maleją ze wzrostem liczby stopni ciśnienia w kotle. Rosną jednak wówczas nakłady inwestycyjne na kocioł i pozostałe urządzenia części parowej układu gazowo-parowego, a tym samym rosną roczne koszty działania elektrociepłowni.

4.3.1. Analiza termodynamiczna

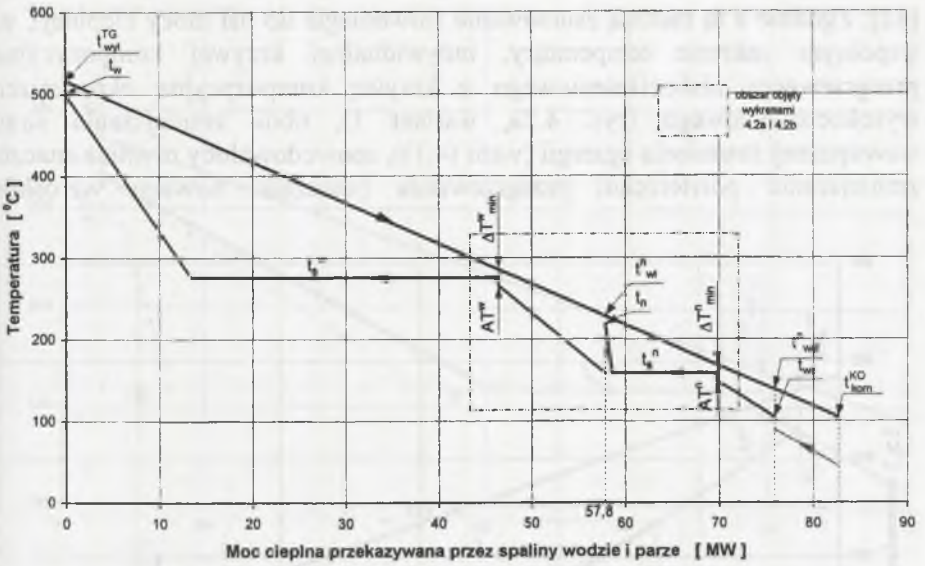
Termodynamicznym kryterium doboru rozmieszczenia powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym jest minimalizacja strat strumienia egzergii przy nieodwracalnym przepływie w nim ciepła:

$$\delta\dot{B} = T_{ot}\sum_{i}\int_{\dot{Q}_i}^{\dot{Q}_{i+1}}\left(\frac{1}{T_{H_2O}}-\frac{1}{T_{sp}}\right)d\dot{Q} = T_{ot}\sum_{j}\ln\sqrt[a_{sp}]{\frac{a_{sp}\dot{Q}_i+b_{sp}}{a_{sp}\dot{Q}_{i+1}+b_{sp}}}\sqrt[a_{H_2O}]{\frac{a_{H_2O}\dot{Q}_{i+1}+b_{H_2O}}{a_{H_2O}\dot{Q}_i+b_{H_2O}}}+$$

$$+T_{ot}\sum_{k}\left(\frac{\dot{Q}_{i+1}-\dot{Q}_i}{T_s^k}-\ln\sqrt[a_{sp}]{\frac{a_{sp}\dot{Q}_{i+1}+b_{sp}}{a_{sp}\dot{Q}_i+b_{sp}}}\right)\rightarrow \min, \qquad (4.1)$$

gdzie:
„$i = j + k$" (j – liczba przegrzewaczy i podgrzewaczy wody; k – liczba stopni ciśnienia, parowaczy o bezwzględnej temperaturze nasycenia T_s^k) oznacza liczbę wymienników ciepła w kotle, a różnica $\Delta\dot{Q}_i = \dot{Q}_{i+1} - \dot{Q}_i$ strumień energii cieplnej wymienianej w i-tym wymienniku ciepła pomiędzy spalinami o temperaturze bezwzględnej T_{sp} a wodą i parą o temperaturze bezwzględnej T_{H_2O}.

W równaniu (4.1) rozkłady temperatur spalin oraz wody i pary (indywidualne krzywe kompozycyjne) aproksymowano odcinkami linii prostych o równaniach $T = a\dot{Q} + b$ (np. dla spalin $a_{sp} = -1/\dot{C}$, równanie (3.11),(3.12)). Zmiana wartości kąta α (równanie(3.4)) nachylenia prostej kompozycyjnej spalin do osi odciętych (osi mocy cieplnej $\dot{Q}$, rys. 4.2), związana ze zmianą mocy cieplnej wylotowych z turbiny gazowej spalin $\dot{Q}_{sp} = \dot{C}(t_{wyl}^{TG} - t_{ot})$, zależy w głównej mierze od zmiany wartości $\dot{m}_{sp}^{TG}$. Strumień $\dot{m}_{sp}^{TG}$ można zmniejszać poniżej wartości znamionowej obniżając stopień otwarcia łopatek kierowniczych w osiowej sprężarce powietrza w turbozespole gazowym. Odbywałoby się to jednak kosztem wyraźnego zmniejszenia sprawności turbiny η_{TG} oraz jej mocy N_{el}^{TG}. Z charakterystyki sprawności [8] wynika bowiem, że wraz ze zmniejszającą się mocą cieplną $\dot{Q}_{sp}$ gwałtownie maleje moc elektryczna N_{el}^{TG}, co w konsekwencji znacznie pogarsza wskaźniki ekonomiczne pracy elektrociepłowni. Zmiana obciążenia turbiny N_{el}^{TG} poniżej wartości znamionowej byłaby tym samym wyjątkowo nieefektywna zarówno ze względów energetycznych, jak i ekonomicznych [8]. Turbina powinna pracować ze swoim obciążeniem znamionowym, i to do danej „znamionowej krzywej kompozycyjnej spalin" należy dobierać powierzchnie ogrzewane i ich rozmieszczenie w kotle odzyskowym, a nie odwrotnie. Należy przy tym równocześnie zapewnić jak największe wykorzystanie entalpii spalin w kotle, aby strata wylotowa ze spalinami odpływającymi z niego do otoczenia $\dot{Q}_{sp}^{ot} = \dot{C}(t_{kom}^{KO} - t_{ot})$ była jak najmniejsza. Zależy to w znacznej mierze od potrzeb cieplnych niskotemperaturowych w projektowanym układzie.



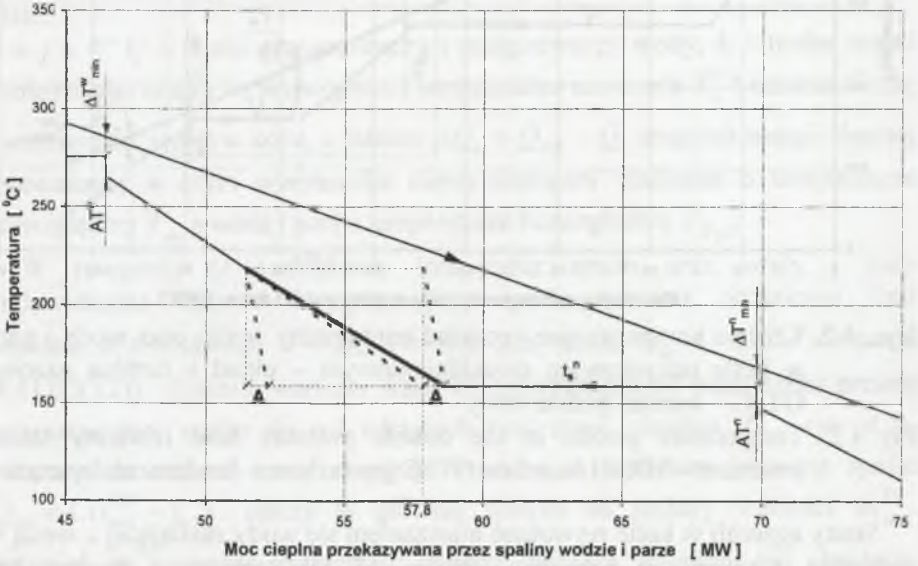
Rys. 4.2. Krzywe kompozycyjne - rozkład temperatury spalin oraz wody i pary w kotle odzyskowym dwuciśnieniowym – układ z turbiną gazową GT8C – wariant podstawowy

Fig. 4.2. Temperature profile in the double pressure heat recovery steam generator – HRSG based on GT8C gas turbine – fundamental variant

Straty egzergii w kotle wywołane mieszaniem się wody zasilającej z wodą w walczaku z uwagi na niewielką różnicę AT ich temperatur można, bez popełnienie znaczącego błędu, pominąć. Pominięto również straty egzergii spowodowane przez tarcie hydrauliczne.

Na rys. 4.1, 4.2 przedstawiono szeregowe rozmieszczenie powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym dwuciśnieniowym (wariant podstawowy). Przedstawione rozmieszczenie maksymalizuje produkcję pary wysoko- i niskociśnieniowej, gdyż maksymalizuje strumień entalpii spalin wykorzystywany do ich produkcji, a tym samym maksymalizuje sprawność egzergetyczną części parowej elektrociepłowni gazowo-parowej. Sprawność egzergetyczna uległaby jedynie nieznacznej (pomijalnej) poprawie, gdyby przegrzewacz pary niskociśnieniowej rozmieścić w kotle równolegle z powierzchnią ekonomizera wysokociśnieniowego, zgodnie z metodą *pinch* [82,83] (położenie i wartości $\Delta T^{w}_{\min}$, AT^{w}, $\Delta T^{n}_{\min}$, AT^{n} - rys. 4.2, 4.2a, 4.2b - nie uległyby zmianie). Metoda *pinch* realizuje bowiem w praktyce regułę zbliżania wartości pojemności cieplnych strumieni wymieniających ciepło, tzn. zbliżania (i co istotne czynienia bardziej równoległymi) indywidualnych krzywych kompozycyjnych wody i pary do krzywej kompozycyjnej spalin w kotle odzyskowym w celu zmniejszenia w nim *straty strukturalnej* egzergii

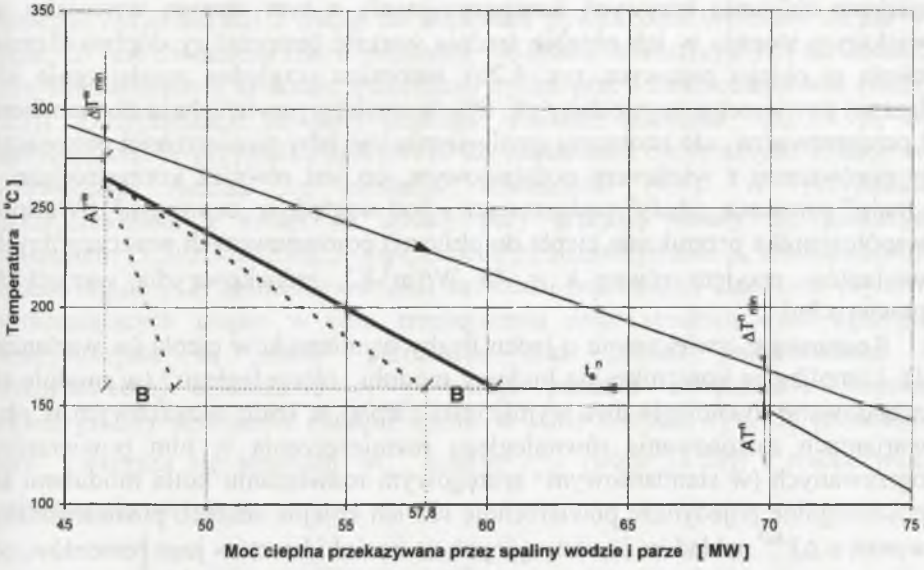
[82]. Zgodnie z tą metodą zsumowanie (równolegle do osi mocy cieplnej), we wspólnym zakresie temperatury, indywidualnej krzywej kompozycyjnej przegrzewacza niskociśnieniowego z krzywą kompozycyjną ekonomizera wysokociśnieniowego (rys. 4.2a, wariant 1), obok zmniejszenia straty wewnętrznej strumienia egzergii (wzór (4.1)), spowodowałoby również znaczne zmniejszenie powierzchni przegrzewacza (znacząco bowiem wzrosłaby



Rys. 4.2a. Krzywe kompozycyjne - rozkład temperatury spalin oraz wody i pary w kotle odzyskowym dwuciśnieniowym – układ z turbiną gazową GT8C – wariant 1

Fig. 4.2a. Temperature profile in the double pressure heat recovery steam generator – HRSG based on GT8C gas turbine – variant 1

początkowa, zgodnie z kierunkiem przepływu spalin, różnica temperatur pomiędzy spalinami a parą wylotową z przegrzewacza, i tym samym znacząco wzrosłaby średnia logarytmiczna różnica temperatur Δt_m wymiany w nim ciepła), ale z niepożądanym równoczesnym podziałem ekonomizera na dwa wymienniki ciepła, których łączna powierzchnia w niewielkim stopniu uległaby zwiększeniu w porównaniu z powierzchnią ekonomizera w wariancie podstawowym. Dla rozkładu i wartości temperatur przedstawionych na rys. 4.2 i 4.2a (wariant 1) względne zmniejszenie strumienia strat egzergii w obrębie ekonomizera wysokociśnieniowego, przegrzewacza i parowacza niskociśnieniowego w stosunku do wariantu podstawowego ($\delta \dot{B}_{podst}^{eko^w,prz^n,par^n} \equiv 1116$ kW; w parowaczu straty nie uległyby zmianie) wyniosłoby ok. 3,5%, natomiast względne zmniejszenie ich sumarycznej powierzchni wyniosłoby ok. 1%.



Rys. 4.2b. Krzywe kompozycyjne - rozkład temperatury spalin oraz wody i pary w kotle odzyskowym dwuciśnieniowym – układ z turbiną gazową GT8C – wariant 2

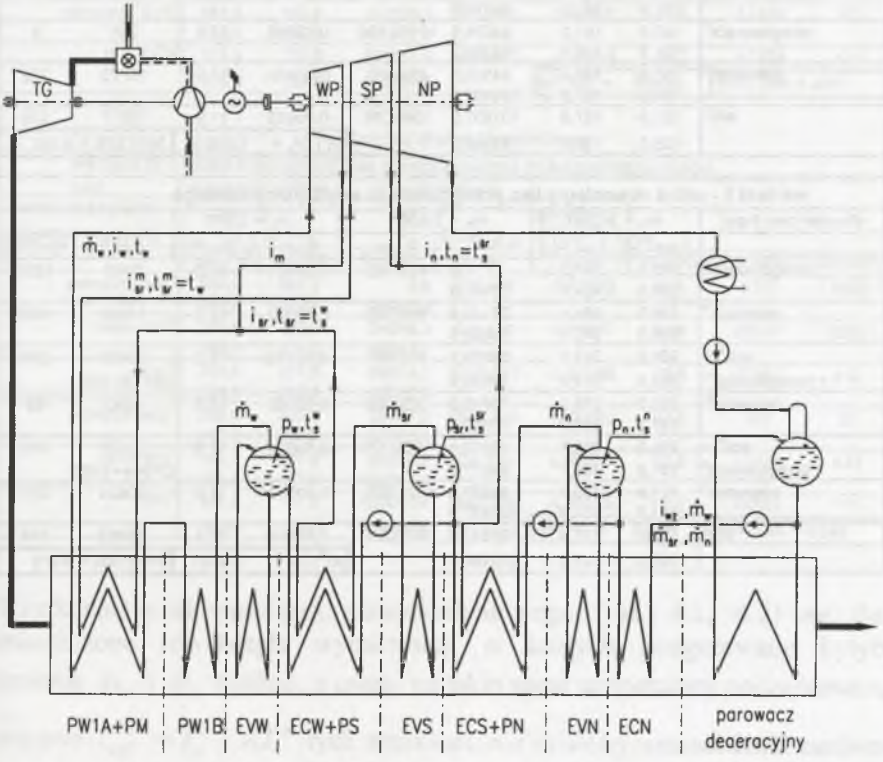
Fig. 4.2b. Temperature profile in the double pressure heat recovery steam generator – HRSG based on GT8C gas turbine – variant 2

W celu uniknięcia podziału ekonomizera wysokociśnieniowego na dwa wymienniki temperatura pary przegrzanej niskociśnieniowej t_n musiałaby ulec zwiększeniu - rys. 4.2b, wariant 2 - do wartości temperatury wody zasilającej wylotowej z ekonomizera wysokociśnieniowego, $t_n = t_{wyl}^{eko^w} = t_x^w - AT^w$. Zmniejszeniu uległby jednak wówczas strumień masy $\dot{m}_n$ (wzór (4.22)) przy nie zmienionym strumieniu $\dot{m}_w$ (wzór (4.26)). Równocześnie uległby zmniejszeniu stopień wykorzystania strumienia entalpii spalin w kotle, i tym samym zwiększeniu uległaby strata zewnętrzna egzergii w spalinach wylotowych z kotła. W wariancie 1 rozmieszczenie równoległe przegrzewacza pary niskociśnieniowej z ekonomizerem wysokociśnieniowym nie zmienia wartości strumieni pary $\dot{m}_w$ i $\dot{m}_n$, i tym samym nie zmienia stopnia wykorzystania strumienia entalpii spalin w kotle $(t_{wyl}^n)_{podst} = (t_{wyl}^n)_1$, gdy natomiast w wariancie 2 $(t_{wyl}^n)_2 > (t_{wyl}^n)_{podst}$. W wariancie 2 względne zmniejszenie strat wewnętrznych egzergii w obrębie ekonomizera wysokociśnieniowego, przegrzewacza i parowacza niskociśnieniowego w stosunku do wariantu podstawowego wyniosłoby ok. 9% (wystąpiłoby bowiem

większe zbliżenie krzywych kompozycyjnych, a tym samym wzrosłaby w większym stopniu w ich obrębie średnia wartość temperatury doprowadzenia ciepła w obiegu parowym, rys. 4.2b), natomiast względne zmniejszenie ich łącznej powierzchni wyniosłoby ok. 2% (wzrosłaby powierzchnia ekonomizera i przegrzewacza , ale istotnemu zmniejszeniu uległaby powierzchnia parowacza w porównaniu z wariantem podstawowym, co jest również korzystniejsze – „mały" parowacz, „duży" podgrzewacz - pod względem „cenowym"). Wartość współczynnika przenikania ciepła do obliczeń porównawczych poszczególnych wariantów przyjęto równą k = 40 W/(m^2·K), jednakową dla wszystkich powierzchni.

Reasumując, zwiększenie o jeden liczby wymienników ciepła (w wariancie 1), komplikacja konstrukcyjna budowy modułu „równoległego" (w module są zabudowane równolegle dwa wymienniki ciepła) w kotle odzyskowym w obu wariantach zastosowania równoległego rozmieszczenia w nim powierzchni ogrzewanych (w standardowym szeregowym rozwiązaniu kotła modułami są poszczególne pojedyncze powierzchnie lub ich kolejne sekcje), powodowałaby wzrost o ΔJ^{KO} nakładów inwestycyjnych na kocioł i kosztów jego remontów, co przy nieznacznym wzroście sprawności egzergetycznej obiegu parowego (zmniejszenie straty wewnętrznej egzergii dla wariantu 2 odniesione do straty wewnętrznej w całym kotle w wariancie podstawowym wynosiłoby zaledwie ok. 2%, należy jednak przy tym pamiętać, że w tym wariancie rośnie strata zewnętrzna egzergii, która niweluje zysk wynikający z podwyższenia temperatury pary przegrzanej niskociśnieniowej; względne zmniejszenie powierzchni w tym wariancie wynosiłoby ok. 1%) powodowałoby mało atrakcyjną ekonomicznie (a nawet nieopłacalność) poprawę efektywności pracy elektrociepłowni. Zastosowanie równoległego rozmieszczenia powierzchni ogrzewanych w kotle mogłoby być uzasadnione np. w elektrowni dużej mocy (małe są wówczas jednostkowe nakłady inwestycyjne na elektrownię). Brak upustów ciepłowniczych w turbozespole parowym nie powodowałby ponadto częściowej utraty poprawy sprawności egzergetycznej kotła w parze grzejnej i nie zmniejszałby zakresu wykorzystania entalpii pary do produkcji energii elektrycznej. Ponadto relatywnie małe jednostkowe nakłady inwestycyjne na kocioł powodowałyby mały ich przyrost spowodowany jego konstrukcją równoległą. Dodatkowo w trójciśnieniowym wówczas kotle odzyskowym należałoby rozważyć możliwość zabudowania, również w układzie równoległym, przegrzewacza pary międzystopniowej (tablica 4.1, rys. 4.2c). Ponadto, niezależnie od liczby stopni ciśnienia, konieczne byłoby w kotle w elektrowni zabudowanie parowacza deaeracyjnego (rys. 4.2c) w celu zwiększenia jego sprawności z równoczesnym uniknięciem problemu wystąpienia w nim korozji niskotemperaturowej. Z uwagi na powyższe w elektrociepłowni komunalnej należy zrezygnować z metody *pinch*, a jedynie wartości $\Delta T^{w}_{\min}$, AT^{w}, $\Delta T^{n}_{\min}$, AT^{n}, $t^{TG}_{wyl} - t_{w}$, oraz $t^{n}_{wl} - t_{n}$ powinny

podlegać optymalizacji z uwagi na minimum powierzchni wymiany ciepła w kotle, co jest równoznaczne z minimum nakładów inwestycyjnych na kocioł, przy równoczesnym szukaniu maksimum zysku pracy elektrociepłowni (wzór (2.1)). Optymalizacji powinny podlegać również ciśnienia p_w i p_n w parowaczach. W przypadku elektrowni do znalezienia optymalnych ciśnień w parowaczach można się posłużyć równaniem (4.1). W przypadku elektrociepłowni z uwagi na upusty pary grzejnej należy się posłużyć równaniem (5.2) z rozdziału 5. Zwiększanie p_w i zmniejszanie p_n realizowałoby ogólną regułę [82] zbliżania wartości strumieni pojemności cieplnych płynów wymieniających ciepło w celu zmniejszenia *strat strukturalnych* egzergii (korzystniejsze są „małe" parowacze oraz „duże" podgrzewacze i przegrzewacze). Obniżanie p_n powoduje ponadto zwiększanie stopnia wykorzystania strumienia entalpii spalin w kotle odzyskowym do produkcji pary. Zwiększa się strumień $\dot{m}_n$, maleje t^n_{wyl} (wzór (4.28)) i rośnie moc turbozespołu parowego.



Rys. 4.2c. Schemat ideowy kotła odzyskowego trójciśnieniowego w układzie równoległym z przegrzewaczem międzystopniowym

Fig. 4.2c. Scheme of the three pressure heat recovery steam generator with reheating

Tablica 4.1

Strata egzergii

Kocioł trójciśnieniowy

wariant I - układ szeregowy bez przegrzewacza międzystopniowego

turbozespół gazowy PG6101FA	N_{el}^{TG} = 70140 [kW]	t_{wyl}^{TG} = 1107 [°F]	η_{TG} = 0,342
spaliny	b_{sp} = 870,372	a_{sp} = -0,0043144	

para	wysokociśnieniowa	średniociśnieniowa	niskociśnieniowa	Założono:
ciśnienie pary [bar]	p_w = 140	$p_{śr}$ = 40	p_n = 5	$AT^w=AT^{śr}=AT^n=0$
strumień pary [kg/s]	m_w = 30,843	$m_{śr}$ = 2,828	m_n = 3,573	

	$t_{i\,H2O}$ [°C]	$t_{i\,sp}$ [°C]	Q_i [kW]	$b_{i\,H2O}$	$a_{i\,H2O}$	$\Delta t_{m\,i}$ [K]	A_i [m^2]	δB_i [kW]
przegrzewacz^w	560,0	597,2	0,0	833,150	-0,00854	80,2	8152	1257
	336,6	484,4	26145,9					
parowacz^w	336,6	484,4	26145,9	609,780	0,00000	44,3	18566	1690
	336,6	342,6	59009,5					
eco^w	336,6	342,6	59009,5	950,141	-0,00577	14,2	26340	227
	250,3	278,1	73971,6					
przegrzewacz^{śr}	270,0	278,1	73971,6	7821,394	-0,09839	15,6	320	3
	250,3	277,2	74171,5					
parowacz^{śr}	250,3	277,2	74171,5	523,480	0,00000	13,9	8691	81
	250,3	256,3	79012,1					
eco^{śr}	250,3	256,3	79012,1	1040,004	-0,00654	17,8	21191	439
	151,9	191,3	94076,5					
przegrzewacz^n	180,0	191,3	94076,5	12105,830	-0,12386	22,2	256	8
	151,9	190,4	94303,8					
parowacz^n	151,9	190,4	94303,8	425,000	0,00000	17,5	10772	252
	151,9	157,9	101837,9					
eco^n	151,9	157,9	101837,9	1069,056	-0,00632	11,9	15517	176
	105,0	125,9	109245,8		[m^2] ΣA_i =	109803	[kW] $\Sigma\delta B_i$ =	4133

wariant II - układ równoległy bez przegrzewacza międzystopniowego

strumień pary [kg/s]	m_w = 30,843		$m_{śr}$ = 2,556		m_n = 3,396			
	$t_{i\,H2O}$ [°C]	$t_{i\,sp}$ [°C]	Q_i [kW]	$b_{i\,H2O}$	$a_{i\,H2O}$	$\Delta t_{m\,i}$ [K]	A_i [m^2]	δB_i [kW]
przegrzewacz^w	560,0	597,2	0,0	833,150	-0,00854	80,2	8152	1257
	336,6	484,4	26145,9					
parowacz^w	336,6	484,4	26145,9	609,780	0,00000	44,3	18566	1690
	336,6	342,6	59009,5					
eco^w +	336,6	342,6	59009,5	935,671	-0,00552	13,3	29429	218
+ przegrzewacz^{śr}	250,3	275,2	74635,9				(28178+1251)	
parowacz^{śr}	250,3	275,2	74635,9	523,480	0,00000	13,3	8242	69
	250,3	256,3	79012,1					
eco^{śr} +	250,3	256,3	79012,1	1020,176	-0,00629	17,0	23026	432
+ przegrzewacz^n	151,9	188,7	94677,9				(21964+1062)	
parowacz^n	151,9	188,7	94677,9	425,000	0,00000	17,0	10524	231
	151,9	157,9	101837,9					
eco^n	151,9	157,9	101837,9	1076,910	-0,00640	12,1	15162	176
	105,0	126,3	109156,5		[m^2] ΣA_i =	113101	[kW] $\Sigma\delta B_i$ =	4072

Tablica 4.1 cd.

Kocioł trójciśnieniowy

wariant III - układ równoległy z przegrzewaczem międzystopniowym

turbozespół gazowy PG6101FA	N_{el}^{TG} = 70140 [kW]	t_{wyl}^{TG} = 1107 [°F]	η_{TG} = 0,342
spaliny	b_{sp} = 870,372	a_{sp} = -0,0043144	

para	wysokociśnieniowa	średniociśnieniowa	niskociśnieniowa	Założono:
ciśnienie pary [bar]	p_w = 140	$p_{śr} = p^{międz}$ = 40	p_n = 5	$\eta_{i\,w}$ = 0,86
strumień pary [kg/s]	m_w = 24,275	$m_{śr}$ = 4,172	m_n = 4,350	$AT^w=AT^{śr}=AT^n=0$

	$t_{i\,H2O}$ [°C]	$t_{i\,sp}$ [°C]	Q_i [kW]	$b_{i\,H2O}$	$a_{i\,H2O}$	$\Delta t_{m\,i}$ [K]	A_i [m²]	δB_i [kW]
przegrzewacz^w PW1A +	560,0	597,2	0,0	833,150	-0,00692	66,9	10318	1016
+ przegrzewacz^{międz} PM	369,0	478,2	27592,0				(5619+4699)	
przegrzewacz^w PW1B	369,0	478,2	27592,0	1184,499	-0,01965	113,3	1225	566
	336,6	454,2	33144,5					
parowacz^w EVW	336,6	454,2	33144,5	609,780	0,00000	37,5	17241	1099
	336,6	342,6	59009,5					
eco^w ECW +	336,6	342,6	59009,5	1005,775	-0,00671	17,0	18927	246
+ przegrzewacz^{śr} PS	250,3	287,1	71869,5				(17331+1596)	
parowacz^{śr} EVS	250,3	287,1	71869,5	523,480	0,00000	17,0	10512	153
	250,3	256,3	79012,1					
eco^{śr} ECS +	250,3	256,3	79012,1	1093,392	-0,00721	19,5	17488	449
+ przegrzewacz^n PN	151,9	197,4	92665,3				(16302+1186)	
parowacz^n EVN	151,9	197,4	92665,3	425,000	0,00000	19,5	11749	352
	151,9	157,9	101837,9					
eco^n ECN	151,9	157,9	101837,9	1156,375	-0,00718	13,2	12339	176
	105,0	129,7	108361,4		[m²] ΣA_i =	99800	[kW] $\Sigma\delta B_i$ =	4057

Kocioł dwuciśnieniowy

wariant IV - układ szeregowy bez przegrzewacza międzystopniowego

para	wysokociśnieniowa	niskociśnieniowa	
ciśnienie pary [bar]	p_w = 80	p_n = 5	Założono:
strumień pary [kg/s]	m_w = 30,849	m_n = 5,579	$AT^w=AT^n=0$

	$t_{i\,H2O}$ [°C]	$t_{i\,sp}$ [°C]	Q_i [kW]	$b_{i\,H2O}$	$a_{i\,H2O}$	$\Delta t_{m\,i}$ [K]	A_i [m²]	δB_i [kW]
przegrzewacz^w	560,0	597,2	0,0	833,150	-0,01092	96,1	6317	1542
	295,0	492,5	24269,3					
parowacz^w	295,0	492,5	24269,3	568,130	0,00000	54,8	20247	3289
	295,0	301,0	68664,2					
eco^w	295,0	301,0	68664,2	1038,841	-0,00686	23,3	22552	812
	151,0	210,4	89667,0					
przegrzewacz^n	200,0	210,4	89667,0	7828,440	-0,08203	27,3	547	27
	151,0	207,8	90264,3					
parowacz^n	151,0	207,8	90264,3	424,150	0,00000	22,6	13030	543
	151,0	157,0	102041,4					
eco^n	151,0	157,0	102041,4	1080,259	-0,00643	12,0	14892	171
	105,0	126,1	109195,6		[m²] ΣA_i =	77586	[kW] $\Sigma\delta B_i$ =	6385

Rozdzielenie ekonomizera niskociśnieniowego (rys. 4.1, 4.2) na dwa rozmieszczone równolegle wymienniki, w których podgrzewane byłyby strumienie $\dot{m}_w$ i $\dot{m}_n$ osobno, z uwagi na takie same temperatury początkowe t_{wz} i końcowe $t_{wyl}^{eko^n} = t_s^n - AT^n$ tych strumieni, nie miałoby uzasadnienia zarówno termodynamicznego, jak i przede wszystkim ekonomicznego.

W przypadku kotła odzyskowego jednociśnieniowego w zasadzie nie występuje problem doboru rozmieszczenia powierzchni ogrzewanych. Rozmieszczenie równoległe powierzchni podgrzewacza wody zasilającej,

podgrzewacza wody c.o. i c.w.u. oraz podgrzewacza skroplin (rys. 3.3), łączące się z równoczesnym rozdrobnieniem ich powierzchni, również nie miałoby uzasadnienia termodynamicznego i ekonomicznego.

O tym, jaki typ kotła odzyskowego, jedno- czy dwuciśnieniowy, należy zastosować w elektrociepłowni, powinien rozstrzygać rachunek ekonomiczny (podrozdział 4.3).

W przypadku elektrowni z kotłem odzyskowym trójciśnieniowym (rys. 4.2c) należy rozpatrzyć trzy warianty rozmieszczenia w nim powierzchni ogrzewanych, w tym, jak już zaznaczono, wariant z przegrzewaczem międzystopniowym (tablica 4.1).

- I wariant – układ kotła szeregowy bez przegrzewacza międzystopniowego.

Z bilansów energii odpowiednich powierzchni ogrzewanych w kotle (rys. 4.1, 4.2), pomijając straty ciepła przez powierzchnię boczną kotła do otoczenia (co ma pełne praktyczne uzasadnienie), wykorzystując równanie (3.11), otrzymuje się następujące zależności:

- strumień masy pary wysokociśnieniowej

$$\dot{m}_w^I = \dot{C}\,\frac{t_{wyl}^{TG} - \left(t_s^w + \Delta T_{\min}^w\right)}{i_w - i_w^{'}}, \tag{4.2}$$

przy czym entalpia właściwa pary przegrzanej wysokociśnieniowej i_w wyznaczana jest dla temperatury $t_w = t_{wyl}^{TG} - (20 \div 40)\,\mathrm{K}$,

- strumień masy pary średniociśnieniowej

$$\dot{m}_{śr}^I = \dot{C}\,\frac{t_{wl}^{śr} - \left(t_s^{śr} + \Delta T_{\min}^{śr}\right)}{i_{śr}^I - i_{śr}^{'}}, \tag{4.3}$$

przy czym entalpia właściwa pary przegrzanej średniociśnieniowej $i_{śr}^I$ wyznaczana jest dla temperatury $t_{śr}^I = t_{wl}^{śr} - (5 \div 10)\,\mathrm{K}$,

- temperatura spalin wlotowych $t_{wl}^{śr}$ do części średniociśnieniowej kotła

$$t_{wl}^{śr} = t_{wyl}^{TG} - \frac{\dot{m}_w^I\,(i_w - i_{śr}^{'})}{\dot{C}}, \tag{4.4}$$

- strumień masy pary niskociśnieniowej

$$\dot{m}_n^I = \dot{C}\,\frac{t_{wl}^n - \left(t_s^n + \Delta T_{\min}^n\right)}{i_n^{'} - i_n^{'}}, \tag{4.5}$$

przy czym entalpia właściwa pary przegrzanej niskociśnieniowej i_n^I wyznaczana jest dla temperatury $t_n^I = t_{wl}^n - (5 \div 10)$ K,

- temperatura spalin wlotowych t_{wl}^n do części niskociśnieniowej kotła

$$t_{wl}^n = t_{wyl}^{TG} - \frac{\dot{m}_w^I (i_w - i_n^{'}) + \dot{m}_{śr}^I (i_{śr}^I - i_n^{'})}{\dot{C}}, \tag{4.6}$$

- temperatura spalin wylotowych t_{wyl}^n za częścią niskociśnieniową kotła

$$(t_{wyl}^n)^I = t_{wyl}^{TG} - \frac{\dot{m}_w^I (i_w - i_{wz}^{'}) + \dot{m}_{śr}^I (i_{śr}^I - i_{wz}^{'}) + \dot{m}_n^I (i_n^I - i_{wz}^{'})}{\dot{C}}. \tag{4.7}$$

- II wariant – układ kotła równoległy bez przegrzewacza międzystopniowego (zachodzi wówczas oczywista równość $\dot{m}_w^{II} = \dot{m}_w^I$).

Z bilansu energii:

$$\dot{C}[t_s^w + \Delta T_{\min}^w - (t_s^{śr} + \Delta T_{\min}^{śr})] = \dot{m}_w^I (i_w^{'} - i_{śr}^{'}) + \dot{m}_{śr}^{II} (i_{śr}^{II} - i_{śr}^{'}) = \dot{m}_w^I (i_w^{'} - i_{śr}^{'}) + \dot{m}_{śr}^I (i_{śr}^I - i_{śr}^{'}) \tag{4.8}$$

wyznacza się strumień masy $\dot{m}_{śr}^{II}$, przy czym $\dot{m}_{śr}^{II} < \dot{m}_{śr}^I$ gdyż $i_{śr}^{II} > i_{śr}^I$ (entalpia właściwa pary przegrzanej średniociśnieniowej $i_{śr}^{II}$ wyznaczana jest dla temperatury $t_{śr}^{II} = t_s^w$).

Z bilansu energii:

$$\begin{aligned} \dot{C}[t_s^{śr} + \Delta T_{\min}^{śr} - (t_s^n + \Delta T_{\min}^n)] &= (\dot{m}_w^I + \dot{m}_{śr}^{II})(i_{śr}^{'} - i_n^{'}) + \dot{m}_n^{II} (i_n^{II} - i_n^{'}) = \\ &= (\dot{m}_w^I + \dot{m}_{śr}^I)(i_{śr}^{'} - i_n^{'}) + \dot{m}_n^I (i_n^I - i_n^{'}) \end{aligned} \tag{4.9}$$

wyznacza się strumień masy $\dot{m}_n^{II}$, przy czym $i_n^{II} > i_n^I$ oraz $\dot{m}_n^{II} < \dot{m}_n^I$ (entalpia właściwa pary przegrzanej niskociśnieniowej i_n^{II} wyznaczana jest dla temperatury $t_n^{II} = t_s^{śr}$).

Temperatura spalin wylotowych t^n_{wyl} za częścią niskociśnieniową kotła wyraża się wzorem:

$$(t^n_{wyl})^{II} = t^{TG}_{wyl} - \frac{\dot{m}^I_w(i_w - i_{wz}) + \dot{m}^{II}_{śr}(i^{II}_{śr} - i_{wz}) + \dot{m}^{II}_n(i^{II}_n - i_{wz})}{\dot{C}}. \qquad (4.10)$$

- III wariant - układ kotła równoległy z przegrzewaczem międzystopniowym (rys. 4.2c, 4.2d).

Z bilansów energii (oczywiście $i^{III}_{śr} = i^{II}_{śr}$ oraz $i^{III}_n = i^{II}_n$):

$$\dot{C}[t^{TG}_{wyl} - (t^w_s + \Delta T^w_{\min})] = \dot{m}^{III}_w(i_w - i^{'}_w) + \dot{m}^{III}_w(i^m_{śr} - i_m) + \dot{m}^{III}_{śr}(i^m_{śr} - i^{II}_{śr}), \qquad (4.11)$$

oraz

$$\dot{C}[t^w_s + \Delta T^w_{\min} - (t^{śr}_s + \Delta T^{śr}_{\min})] = \dot{m}^{III}_w(i^{'}_w - i^{'}_{śr}) + \dot{m}^{III}_{śr}(i^{II}_{śr} - i^{'}_{śr}) =$$
$$= \dot{m}^I_w(i^{'}_w - i^{'}_{śr}) + \dot{m}^I_{śr}(i^I_{śr} - i^{'}_{śr}) = \dot{m}^I_w(i^{'}_w - i^{'}_{śr}) + \dot{m}^{II}_{śr}(i^{II}_{śr} - i^{'}_{śr}) \qquad (4.12)$$

wyznaczane są strumienie $\dot{m}^{III}_w$ i $\dot{m}^{III}_{śr}$, przy czym entalpia właściwa pary przegrzanej międzystopniowej $i^m_{śr}$ o ciśnieniu $p_{śr}$ wyznaczana jest dla temperatury $t^m_{śr} = t_w$, a entalpia właściwa i_m strumienia pary $\dot{m}^{III}_w$ za częścią wysokoprężną turbiny parowej o sprawności wewnętrznej η_{iw}, i również o ciśnieniu $p_{śr}$, za pomocą krzywej ekspansji pary w tej części turbiny.

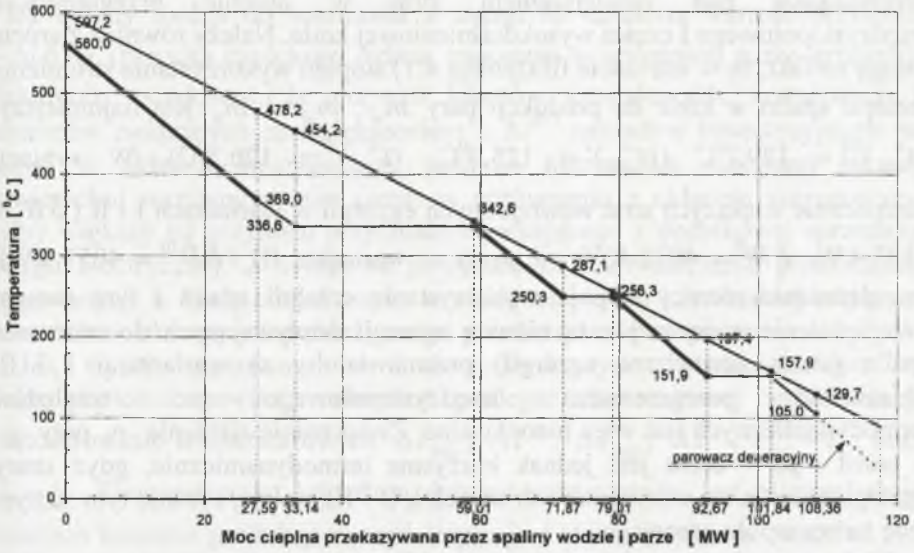
Z bilansu energii:

$$\dot{C}[t^{śr}_s + \Delta T^{śr}_{\min} - (t^n_s + \Delta T^n_{\min})] = (\dot{m}^{III}_w + \dot{m}^{III}_{śr})(i^{'}_{śr} - i^{'}_n) + \dot{m}^{III}_n(i^{II}_n - i^{'}_n) =$$
$$= (\dot{m}^I_w + \dot{m}^I_{śr})(i^{'}_{śr} - i^{'}_n) + \dot{m}^I_n(i^I_n - i^{'}_n) = (\dot{m}^I_w + \dot{m}^{II}_{śr})(i^{'}_{śr} - i^{'}_n) + \dot{m}^{II}_n(i^{II}_n - i^{'}_n) \qquad (4.13)$$

wyznacza się strumień $\dot{m}^{III}_n$, przy czym zachodzi: $\dot{m}^{III}_w < \dot{m}^{II}_w = \dot{m}^I_w$, $\dot{m}^{III}_{śr} > \dot{m}^I_{śr}$, $\dot{m}^{III}_n > \dot{m}^I_n$.

Temperatura spalin wylotowych t^n_{wyl} za częścią niskociśnieniową kotła wyraża się wzorem:

$$(t^n_{wyl})^{III} = t^{TG}_{wyl} - \frac{\dot{m}^{III}_w(i_w - i_{wz}) + \dot{m}^{III}_w(i^m_{śr} - i_m) + \dot{m}^{III}_{śr}(i^m_{śr} - i_{wz}) + \dot{m}^{III}_n(i^{II}_n - i_{wz})}{\dot{C}} \qquad (4.14)$$



Rys. 4.2d. Krzywe kompozycyjne - rozkład temperatury spalin oraz wody i pary w kotle odzyskowym trójciśnieniowym w układzie równoległym z międzystopniowym przegrzewaczem pary – układ z turbiną gazową PG6101FA – wariant III

Fig. 4.2d. Temperature profile in the three pressure heat recovery steam generator with reheating in parallel systems – HRSG based on PG6101FA gas turbine – variant III

We wzorach (4.2) ÷(4.14) przyjęto wartości niedogrzania wody AT^{w}, $AT^{śr}$, AT^{n} równe zero z uwagi na ich znikomy wpływ na strumienie masy $\dot{m}_w$, $\dot{m}_{śr}$ i $\dot{m}_n$.

Wyniki przykładowych obliczeń wewnętrznych strat strumienia egzergii (wzór (4.1)), oraz wartości poszczególnych powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym trójciśnieniowym dla turbiny gazowej PG6101FA [47] dla wariantów I, II i III zaprezentowano w tablicy 4.1. W tablicy tej, w celach porównawczych, przedstawiono również wyniki termodynamicznych obliczeń kotła dwuciśnieniowego – wariant IV. Zwiększając w rozważonym przykładzie tylko ciśnienie p_w ze 140 na 160 bar, okazuje się, że strata wewnętrzna egzergii w kotle jest wówczas w wariancie III największa i wynosi $\delta \dot{B}^{III}$ = 3951 kW ($\delta \dot{B}^{I}$ = 3709 kW, $\delta \dot{B}^{II}$ = 3645 kW; $(t^{n}_{wyl})^{III}$ = 129,8^{0}C ($(t^{n}_{wyl})^{I}$ = 125,7^{0}C; $(t^{n}_{wyl})^{II}$ = 126,1^{0}C). Zwiększając bowiem ciśnienie p_w maleje w wariancie III strumień masy $\dot{m}_w$, zwiększają się strumienie masy $\dot{m}_{śr}$ i $\dot{m}_n$, a tym samym w zakresie niskich temperatur (co dodatkowo potęguje straty) następuje zwiększenie strat egzergii w części średnio- i niskociśnieniowej kotła

przeważające nad zmniejszeniem strat w obrębie przegrzewacza międzystopniowego i części wysokociśnieniowej kotła. Należy również zwrócić uwagę na fakt, że w wariancie III (tablica 4.1) stopień wykorzystania strumienia entalpii spalin w kotle do produkcji pary $\dot{m}_w$, $\dot{m}_{śr}$ i $\dot{m}_n$ jest najmniejszy, $(t^n_{wyl})^{III}$ = 129,7°C ($(t^n_{wyl})^{I}$ = 125,9°C; $(t^n_{wyl})^{II}$ = 126,3°C). W sytuacji nieznacznie większych strat wewnętrznych egzergii w wariantach I i II ($\delta \dot{B}^{I}$ = 4133 kW, $\delta \dot{B}^{II}$ = 4072 kW) od straty w wariancie III ($\delta \dot{B}^{III}$ = 4057 kW), uwzględnienie różnicy stopnia wykorzystania entalpii spalin i tym samym uwzględnienie związanej z tą różnicą egzergii odpływających do otoczenia spalin (strata zewnętrzna egzergii) przemawiałoby za wariantami I i II. Stosowanie przegrzewacza międzystopniowego ze względów termodynamicznych jest więc nieopłacalne. Zwiększanie ciśnienia p_w przy $p_{śr}$ = const i p_n = const jest jednak korzystne termodynamicznie, gdyż straty egzergii w kotle we wszystkich wariantach I, II i III maleją, i rośnie tym samym moc turbozespołu parowego.

Wykonano również wielowariantowe obliczenia strat strumienia egzergii w kotle, zmieniając ciśnienia $p_{śr}$ i p_n przy p_w = const. Obliczenia wykazały, że przy p_w = const i p_n = const zmniejszanie ciśnienia $p_{śr}$ jest korzystne we wszystkich wariantach. Również korzystne we wszystkich wariantach jest zmniejszanie ciśnienia p_n przy p_w = const i $p_{śr}$ = const. Zmniejszanie ciśnienia p_n powoduje bowiem wzrost, co ma zasadnicze znaczenie, stopnia wykorzystania strumienia entalpii spalin w części niskociśnieniowej kotła (obniża temperaturę spalin za częścią niskociśnieniową kotła), a tym samym powoduje wzrost produkcji pary niskociśnieniowej $\dot{m}_n$ i wzrost mocy turbiny parowej. Równoczesny wzrost (znikomy) strat strumienia egzergii w tej części kotła w sytuacji zwiększonego wykorzystania strumienia entalpii spalin nie ma jednak wówczas oczywiście znaczenia.

4.3.2. Analiza ekonomiczna

Zakładając, że w elektrociepłowni zmniejszenie strat egzergii $-\Delta(\delta \dot{B})$ w kotle odzyskowym dwuciśnieniowym w układzie równoległym w porównaniu z układem szeregowym w całości przekładałoby się na przyrost produkcji energii elektrycznej w turbozespole parowym, to wynikająca z równania (2.2) nierówność:

$$-\Delta(\delta \dot{B})\tau_R e_{el} \geq \Delta J^{KO}(z\rho + \delta_{rem}) \tag{4.15}$$

i tak byłaby trudna do spełnienia z uwagi na znikomą wartość przyrostu $-\Delta(\delta \dot{B})$ (ponadto częściowo jednak traconego w upustowej parze grzejnej). Należałoby oczekiwać, że przyrost kosztów kapitałowych, konserwacji i remontów związanych ze zwiększeniem o ΔJ^{KO} nakładów inwestycyjnych na kocioł w układzie równoległym, pomimo nieznacznie mniejszej łącznej powierzchni wymiany w nim ciepła w porównaniu z układem szeregowym, byłby większy od przyrostu przychodu wynikającego z dodatkowej sprzedaży energii elektrycznej. Z uwagi na powyższe za rozmieszczenie powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym w elektrociepłowni komunalnej mającym uzasadnienie ekonomiczne należy uznać rozmieszczenie szeregowe.

Jak wyżej zaznaczono, w kotle odzyskowym dwuciśnieniowym w elektrociepłowni powinny natomiast podlegać ekonomicznej optymalizacji wartości różnic temperaturowych $\Delta T^{w}_{\min}$, AT^{w}, $\Delta T^{n}_{\min}$, AT^{n}, $t^{TG}_{wyl} - t_{w}$, oraz $t^{n}_{wl} - t_{n}$. Ekonomicznym kryterium doboru tych wartości jest minimalizacja rocznych kosztów produkcji energii cieplnej w elektrociepłowni (wzór (2.2)). Zmniejszając wartości zaznaczonych różnic (dla przyjętych ciśnień p_w *i* p_n), maleją straty strumienia egzergii w kotle $\delta \dot{B}$ (wzór (4.1)), rośnie powierzchnia wymiany w nim ciepła o ΔA, rosną tym samym nakłady inwestycyjne na kocioł o $\Delta J^{KO} = j_{KO} \Delta A$. Równocześnie ze wzrostem sprawności egzergetycznej obiegu parowego rośnie produkcja energii elektrycznej w elektrociepłowni. Wzrost produkcji energii elektrycznej spowodowany jest, obok zmniejszenia strat egzergii, dodatkowo wzrostem stopnia wykorzystania strumienia entalpii spalin w kotle odzyskowym do produkcji w nim pary. Zmniejszanie np. różnic temperatur $\Delta T^{w}_{\min}$, $\Delta T^{n}_{\min}$ powoduje bowiem, jak już zaznaczono, obniżanie się temperatury t^{n}_{wyl}. Wyrażając przyrost netto rocznej produkcji energii elektrycznej w turbozespole parowym w elektrociepłowni spowodowany zmniejszeniem się strat egzergii w kotle odzyskowym i zmniejszeniem się temperatury t^{n}_{wyl} wzorem $\Delta E_{el,R} = \Delta N^{TP}_{el} \tau_R$, i wykorzystując równanie (2.2) otrzymuje się warunek konieczny, jaki powinien być spełniony, aby poprawa doskonałości termodynamicznej obiegu parowego była opłacalna ekonomicznie:

$$\frac{\Delta N^{TP}_{el}}{\Delta A} \geq \frac{j_{KO}(z\rho + \delta_{rem})}{\tau_R e_{el}}, \tag{4.16}$$

gdzie:

ΔA – przyrost powierzchni wymiany ciepła w kotle,

j_{KO} – średni przyrost względny nakładu inwestycyjnego na kocioł odzyskowy odniesiony do jednostki powierzchni wymiany w nim ciepła.

Przyjmując np. τ_R = 8400 h, e_{el} = 40 USD/MWh, $z\rho + \delta_{rem}$ = 0,16, j_{KO} =160 USD/m^2, prawa strona nierówności (4.16) równa się 7,62·10^{-5} [MW/m^2]. Dla przedstawionych na rys. 4.2. wartości ciśnień p_w = 60 bar, p_n = 6 bar, i wartości różnic temperaturowych $AT^w = AT^n$ = 5 K, $t^{TG}_{wyl} - t_w$ = 17 K, zmieniając tylko wartości przewężeń z $\Delta T^w_{\min} = \Delta T^n_{\min}$ = 22 K na $\Delta T^w_{\min} = \Delta T^n_{\min}$ = 6 K, wartość $\Delta N^{TP}_{el} / \Delta A$ jest nieznacznie większa od wartości 7,62·10^{-5} [MW/m^2]. Dalsze zmniejszanie wartości *pinch* powoduje już jednak zmniejszenie się wartości $\Delta N^{TP}_{el} / \Delta A$ poniżej 7,62·10^{-5} [MW/m^2], a tym samym nieopłacalność ekonomiczną tych zmian.

W praktyce (podrozdział 4.1), np. dla kotłów bez dopalania, uzasadnione ekonomicznie są wartości: $\Delta T_{\min} = \Delta T^w_{\min} = \Delta T^n_{\min}$ = 6÷10 K, $AT = AT^w = AT^n$ = 5÷10 K, $t^{TG}_{wyl} - t_w = 20 \div 40\,\mathrm{K}$, $t^n_{wl} - t_n = 5 \div 10\,\mathrm{K}$.

Zastosowanie metody *pinch* mogłoby być ekonomicznie uzasadnione w elektrowni. Zastąpienie kotła odzyskowego dwuciśnieniowego w układzie szeregowym bez przegrzewacza międzystopniowego (wariant IV, tablica 4.1), kotłem odzyskowym trójciśnieniowym w układzie szeregowym lub równoległym, z przegrzewaczem lub bez przegrzewacza międzystopniowego (tablica 4.1, wariant I, II, III, rys. 4.2c, 4.2d; na rys. 4.2d. liniami pogrubionymi zaznaczono równoległe rozmieszczenie powierzchni ogrzewanych) zmniejszyłoby straty egzergii $\delta \dot{B}$ w kotle. Ponadto, jak już zaznaczono, brak upustów ciepłowniczych w turbinie parowej nie powodowałby częściowej utraty poprawy sprawności egzergetycznej kotła w parze grzejnej zasilającej wymienniki ciepłownicze w elektrociepłowni, i tym samym nie zmniejszałby zakresu wykorzystania entalpii pary do produkcji energii elektrycznej w turbogeneratorze. Gdyby przyrost rocznych kosztów kapitałowych i eksploatacyjnych działania takiej elektrowni byłby nie większy od przyrostu przychodu ze sprzedaży dodatkowej energii elektrycznej: $\Delta J^{G-P}_{el}(z\rho + \delta_{rem}) \le -\Delta(\delta \dot{B})\tau_R e_{el}$, to taka zamiana kotłów byłaby również i ekonomicznie opłacalna. W przykładowych obliczeniach (tablica 4.1) dla elektrowni z turbiną PG6101FA [47] przyrost nakładów kapitałowych na elektrownię, zakładając τ_R = 8000 h, e_{el} = 40 USD/MWh, $z\rho + \delta_{rem}$ = 0,16, nie powinien przekroczyć $\Delta J^{G-P}_{el} \le$ (6,385 - 4,057)·8000·40/0,16 = 4,656 mln USD. Wartość taka w praktyce gwarantowałaby ekonomiczną opłacalność zabudowy w elektrowni kotła odzyskowego trójciśnieniowego równoległego z przegrzewaczem międzystopniowym, bowiem wyliczona wartość 4,656 mln USD stanowi aż 6% udziału w całkowitych nakładach inwestycyjnych dla takiej elektrowni, wynoszących J^{G-F}_{el} = 78,2 mln USD [47].

Zastosowanie przegrzewacza międzystopniowego w układzie równoległym powoduje podział przegrzewacza wysokociśnieniowego o powierzchni 8152 m^2 (wariant I, II, tablica 4.1) na dwa przegrzewacze PW1A i PW1B (rys. 4.2c, 4.2d) o łącznej powierzchni 5619 + 1225 = 6844 m^2 (łączna powierzchnia przegrzewacza międzystopniowego PM i przegrzewaczy wysokociśnieniowych wynosi jednak 4699 + 6844 = 11543 m^2). Przewaga wariantu III nad wariantami I i II wynika z mniejszej, mimo większej liczby w nim wymienników ciepła (o dwa), łącznej wymaganej powierzchni przepływu ciepła w kotle. Należy oczekiwać, że suma nakładów inwestycyjnych na powierzchnie ogrzewane w kotle w wariancie III będą mniejsze od nakładów w wariantach I i II:

$$\sum_{i=1}^{11}(J_{0i}^{III} + j_i A_i^{III}) < \sum_{i=1}^{9}(J_{0i}^{I,II} + j_i A_i^{I,II}), \tag{4.17}$$

gdzie wielkość J_0 oznacza składnik stały w charakterystyce nakładów inwestycyjnych $J=J_0+jA$ na wymiennik ciepła (zazwyczaj J_0 = 10÷15% J), a j oznacza przyrost względny nakładu inwestycyjnego na wymiennik odniesiony do jednostki powierzchni wymiany w nim ciepła (należy pamiętać, że część wymienników w wariantach II i III jest zabudowana w układzie równoległym). Jeżeli zmniejszenie nakładów na powierzchnie przepływu ciepła $\sum_{i=1}^{9} j_i A_i^{I,II} - \sum_{i=1}^{11} j_i A_i^{III}$ będzie przeważać nad przyrostem wartości składników stałych $\sum_{i=1}^{11} J_{0i}^{III} - \sum_{i=1}^{9} J_{0i}^{I,II}$, to nierówność (4.17) będzie spełniona.

4.3.3. Wnioski

Rozmieszczeniem powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym w elektrociepłowni komunalnej mającym uzasadnienie ekonomiczne jest rozmieszczenie szeregowe. O tym, jakiego typu kocioł w układzie szeregowym, jedno- czy dwuciśnieniowy, powinien być zabudowany w elektrociepłowni, powinna decydować analiza ekonomiczna (podrozdział 4.3). Optymalizacji w kotle muszą ponadto podlegać, niezależnie od liczby stopni ciśnienia, wartości różnic temperaturowych: $\Delta T_{\min}^{w}$, AT^{w}, $\Delta T_{\min}^{n}$, AT^{n}, $t_{wyl}^{TG} - t_w$, $t_{wl}^{n} - t_n$ itd. Optymalizować należy również ciśnienia p_w i p_n w parowaczach. W przypadku elektrociepłowni, z uwagi na upusty pary grzejnej, należy się posłużyć w poszukiwaniu optymalnych wartości ciśnień równaniem mocy generowanej w turbinie parowej przy zadanej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego (wzór (5.2), rozdział 5). W przypadku elektrowni do znalezienia optymalnych ciśnień w parowaczach można się posłużyć równaniem strat strumienia egzergii przy

nieodwracalnym przepływie ciepła w kotle, poszukując minimum jego wartości (wzór (4.1)). Zwiększanie p_w oraz zmniejszanie $p_{śr}$ i p_n realizowałoby ogólną regułę zbliżania wartości strumieni pojemności cieplnych płynów wymieniających ciepło w celu zmniejszenia *strat strukturalnych* egzergii. Korzystniejsze są „małe" parowacze oraz „duże" podgrzewacze i przegrzewacze. Obniżanie ciśnienia p_n powoduje ponadto wzrost stopnia wykorzystania strumienia entalpii spalin wylotowych z turbiny gazowej w kotle odzyskowym.

Zastosowanie kotła odzyskowego w układzie równoległym mogłoby być uzasadnione w elektrowni dużej mocy. Małe są wówczas jednostkowe nakłady inwestycyjne na elektrownię i tym samym relatywnie małe są jednostkowe nakłady inwestycyjne na kocioł, co powodowałoby mały ich przyrost spowodowany jego konstrukcją równoległą. Brak upustów ciepłowniczych nie powodowałby częściowej utraty poprawy sprawności egzergetycznej kotła w parze grzejnej, a tym samym nie zmniejszałby zakresu wykorzystania entalpii pary do produkcji energii elektrycznej w turbozespole parowym. Należałoby również w trójciśnieniowym kotle odzyskowym rozważyć zabudowę, także w układzie równoległym przegrzewacza pary międzystopniowej. Ponadto, niezależnie od liczby stopni ciśnienia, konieczne byłoby w kotle w elektrowni zabudowanie parowacza deaeracyjnego w celu zwiększenia sprawności kotła z równoczesnym uniknięciem problemu wystąpienia w nim korozji niskotemperaturowej. Woda zasilająca kocioł odzyskowy, to w całości bowiem skropliny ze skraplacza turbiny, a więc woda o niskiej temperaturze $30 \div 40^0$C. Dlatego, aby uniknąć korozji niskotemperaturowej, skropliny w celu podgrzania powinny być doprowadzone do odgazowywacza parowacza deaeracyjnego bez wstępnego podgrzania w podgrzewaczu w kotle. Dzięki zastosowaniu parowacza deaeracyjnego, będącego równocześnie zwartą konstrukcją kotła i węzła zasilającego, dodatkowo obok wspomnianego wyżej zwiększenia sprawności kotła nastąpiłoby zwiększenie sprawności egzergetycznej układu, gdyż para do odgazowania wody zasilającej nie byłaby pobierana z upustu turbiny parowej, a byłaby wytwarzana w części ogrzewalnej parowacza w kotle odzyskowym.

4.4. Metodologia doboru typu kotła odzyskowego

Jak już zaznaczono, komunalna elektrociepłownia dostarcza ciepło grzejne na potrzeby ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji pomieszczeń oraz przygotowania ciepłej wody użytkowej zgodnie z rocznym uporządkowanym wykresem. W sezonie ogrzewniczym, z uwagi na zmienną w czasie moc cieplną, strumienie pary upustowej zasilające wymienniki ciepłownicze również ulegają zmianom. Zmienia się tym samym, w zależności od kotła odzyskowego, jaki jest zastosowany w układzie bloku gazowo-parowego, moc turbiny parowej

dwu- lub jednociśnieniowej. Moce turbiny parowej dwu- i jednociśnieniowej wyrażają się kolejno wzorami:

$$N_{2\,ciś}^{TP} = \dot{m}_w(i_w - i_k^z) + \dot{m}_n(i_n - i_k^z) - \sum_{j=1}^{2} \dot{m}_{ju}^{2\,ciś}(i_{ju} - i_k^z), \tag{4.18}$$

$$N_{1\,ciś}^{TP} = \dot{m}_w(i_w - i_k^z) - \sum_{j=1}^{2} \dot{m}_{ju}^{1\,ciś}(i_{ju} - i_k^z), \tag{4.19}$$

gdzie:

i_n, i_w, i_{ju}, i_k^z - entalpia właściwa pary świeżej niskociśnieniowej, wysokociśnieniowej, pary upustowej oraz pary w skraplaczu w okresie grzewczym,

$\dot{m}_n, \dot{m}_w, \dot{m}_{ju}$ - strumień pary świeżej niskociśnieniowej, wysokociśnieniowej oraz strumień pary upustowej do podgrzewaczy wody sieciowej,

Odejmując od siebie równania (4.18) i (4.19), dla relatywnie szerokiego zakresu wartości ciśnień p_w i p_n wokół ich wartości optymalnych (rozdział 5), oraz dla wszystkich wartości stosunku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} / \dot{Q}_{c\,\max}^{ec} \in \langle 0;\ 1 \rangle$, różnice mocy turbiny dwu- i jednociśnieniowej są nieznacznie mniejsze od mocy strumienia pary niskociśnieniowej rozprężającej się od ciśnienia p_n do ciśnienia p_{2u}:

$$\Delta N^{TP}\Big|_0^{\tau_z} = N_{2\,ciś}^{TP} - N_{1\,ciś}^{TP} < \dot{m}_n(i_n - i_{2u}). \tag{4.20}$$

Wykorzystując zależność (4.20), minimalną cenę energii elektrycznej, gwarantującą, że przychód ze sprzedaży energii elektrycznej wytworzonej przez strumień pary niskociśnieniowej przewyższa dodatkowe koszty kapitałowe, konserwacji i remontów (dodatek A) spowodowane wzrostem nakładów inwestycyjnych na część parową dwuciśnieniową układu, wyznacza się z równania :

$$e_{el}^{gr} \geq \frac{(z\rho + \delta_{rem})\ \Delta J_{ec}^{G-P}}{\eta_{me}\left\{\dot{m}_n(i_n - i_{2u})\tau_z + [\dot{m}_n(i_n - i_k^l) - \dot{m}_u^l(i_{2u} - i_k^l)]\tau_l\right\}}. \tag{4.21}$$

Strumień pary niskociśnieniowej $\dot{m}_n$ wyraża się zależnością :

$$\dot{m}_n = \dot{C}\left\{\frac{t_{wl}^n - (t_s^n + \Delta T_{\min}^n)}{i_n - i_n^{'} + c_w A T^n} - \frac{[t_{wyl}^{TG} - (t_s^w + \Delta T_{\min}^w)]c_w A T^n}{(i_w - i_w^{'} + c_w A T^w)(i_n - i_n^{'} + c_w A T^n)}\right\}. \quad (4.22)$$

Równanie (4.22) wynika z bilansu energii przegrzewacza i parowacza niskociśnieniowego (rys. 4.1, 4.2). Pomijając stratę ciepła przez powierzchnię boczną kotła do otoczenia (co ma pełne praktyczne uzasadnienie), bilans ten przedstawia się następująco:

$$\dot{m}_w i_n^{'} + \dot{m}_n i_n - (\dot{m}_w + \dot{m}_n)(i_n^{'} - c_w A T^n) = \dot{C}[t_{wl}^n - (t_s^n + \Delta T_{\min}^n)] \quad (4.22a)$$

Strumień pojemności cieplnej spalin wylotowych z turbiny gazowej $\dot{C}$ wyraża się wzorem (3.4) (podrozdział 3.1.1).

Strumień pary upustowej do podgrzewacza wody sieciowej w okresie pozagrzewczym wynosi:

$$\dot{m}_u^l = \frac{\dot{Q}_{l\,cwu}^{ec}}{(i_{2u} - i_{wc})}. \quad (4.23)$$

Temperatura spalin w kotle za częścią wysokociśnieniową t_{wl}^n (rys. 4.1, 4.2) wyraża się wzorem :

$$t_{wl}^n = t_{wyl}^{TG} - \left[t_{wyl}^{TG} - \left(t_s^w + \Delta T_{\min}^w\right)\right]\frac{i_w - i_n^{'}}{i_w - i_w^{'} + c_w A T^w}. \quad (4.24)$$

Równanie (4.24) otrzymuje się wykorzystując bilans energii dla strumienia pary wysokociśnieniowej $\dot{m}_w$:

$$t_{wl}^n = t_{wyl}^{TG} - \frac{\dot{m}_w(i_w - i_n^{'})}{\dot{C}}, \quad (4.25)$$

przy czym z bilansu energii przegrzewacza i parowacza wysokociśnieniowego, pomijając, jak w równaniu (4.25), straty ciepła do otoczenia:

$$\dot{m}_w = \dot{C}\frac{t_{wyl}^{TG} - \left(t_s^w + \Delta T_{\min}^w\right)}{(i_w - i_w^{'} + c_w A T^w)}. \quad (4.26)$$

W powyższych równaniach założono ponadto stałość pojemności cieplnej właściwej spalin, co nie wprowadza jednak do obliczeń znaczącego błędu, a ułatwia natomiast prowadzenie obliczeń inżynierskich.

Wyliczanie strumienia masy $\dot{m}_n$ i $\dot{m}_w$ za pomocą bilansu energii, z wykorzystaniem założonej sprawności kotła odzyskowego η_{KO}, może prowadzić do niezgodności z II zasadą termodynamiki (wartości $\Delta T^n_{\min}$ i $\Delta T^w_{\min}$ mogą przyjmować wówczas wartości ujemne). Dopiero mając wyliczone wartości $\dot{m}_n$ i $\dot{m}_w$ (wzory (4.22) i (4.26)), można wyliczyć η_{KO}. W przypadku gdy w kotle nie są zabudowane dodatkowe powierzchnie wymiany ciepła, np. podgrzewacza skroplin czy podgrzewacza wody sieciowej (rys. 4.1), oraz pomijając stratę ciepła przez powierzchnię boczną kotła do otoczenia, sprawność kotła odzyskowego η_{KO} wynosi:

$$\eta_{KO} = \frac{\dot{m}_w(i_w - i_{wz}) + \dot{m}_n(i_n - i_{wz})}{\left(\frac{N^{TG}_{el}}{\eta_{TG}} - N^{TG}_{el}\right)} = \frac{t^{TG}_{wyl} - t^{n}_{wyl}}{t^{TG}_{wyl} - t_{oc}} \,. \tag{4.27}$$

Wyrażenie $N^{TG}_{el}/\eta_{TG} - N^{TG}_{el}$ w mianowniku wzoru (4.27) przedstawia strumień entalpii spalin wylotowych z turbiny gazowej doprowadzony do kotła odzyskowego (wzór (3.4)). Z równania (4.27) wykorzystując równanie (4.22) i (4.26) można wyznaczyć temperaturę spalin t^n_{wyl} za częścią niskociśnieniową w kotle odzyskowym :

$$t^n_{wyl} = t^{TG}_{wyl} - \left[t^{TG}_{wyl} - \left(t^w_s + \Delta T^w_{min}\right)\right]\frac{i_w - i_{wz}}{i_w - i_w^{'} + c_w AT^w} - \left[t^n_{wl} - \left(t^n_s + \Delta T^n_{min}\right)\right]\frac{i_n - i_{wz}}{i_n - i_n^{'} + c_w AT^n} +$$
$$+ \left[t^{TG}_{wyl} - \left(t^w_s + \Delta T^w_{min}\right)\right]\frac{(i_n - i_{wz})c_w AT^n}{(i_w - i_w^{'} + c_w AT^w)(i_n - i_n^{'} + c_w AT^n)}, \tag{4.28}$$

przy czym oczywiście musi zachodzić : $t_w < t^{TG}_{wyl}$ oraz $t_n < t^n_{wl}$. Jak już zaznaczono, w praktyce $t^{TG}_{wyl} - t_w = 20 \div 40K$ oraz $t^n_{wl} - t_n = 5 \div 10K$ (rys. 4.2).

Przyrost nakładów inwestycyjnych na układ dwuciśnieniowy części parowej bloku gazowo-parowego w stosunku do układu jednociśnieniowego można wyrazić zależnością :

$$\Delta J^{G-P} = \alpha J^{G-P}, \tag{4.29}$$

przy czym nakłady inwestycyjne J^{G-P} dla układu jednociśnieniowego wyrażone w milionach dolarów opisane są równaniem potęgowym (3.28) (znamionowa moc cieplna bloku wyrażona jest w megawatach: $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} \in \langle 6; 350\,MW \rangle$ [5]). Przebieg nakładów inwestycyjnych J^{G-P} w celu umożliwienia uogólnienia obliczeń minimalnej ceny energii elektrycznej należy aproksymować równaniem linii prostej $J^{G-P} = A + B\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$, gdyż można będzie wówczas pominąć w równaniu (4.21) jako mały składnik $A/\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} \equiv 0$. Równanie (3.28), w celu zwiększenia dokładności, zaaproksymowano za pomocą dwóch odcinków linii prostej wykorzystując dane wejściowe potrzebne do jego otrzymania [5]:

- dla zakresu mocy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} \in \langle 6; 70\,MW \rangle$

$$J^{G-P} = 0{,}7582\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} + 4{,}3177 \quad \text{[mln USD]}, \tag{4.30}$$

- dla zakresu mocy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} \in \langle 70; 350\,MW \rangle$

$$J^{G-P} = 0{,}3229\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} + 34{,}939 \quad \text{[mln USD]}. \tag{4.31}$$

Procentowy udział nakładów inwestycyjnych na urządzenia bloku gazowo-parowego w nakładach J^{G-P} wynosi ok.70%, w tym na turbozespół gazowy ok. 30%, kocioł odzyskowy jednociśnieniowy ok. 12%, jednoprężny turbozespół parowy upustowo-kondensacyjny ok. 6%, chłodnię wentylatorową ok.1%, wyposażenie elektryczne ok.10%, stację wymienników ciepła wody sieciowej, stację przygotowania wody i rurociągi łączące ok.11%. Pozostały 30% udział w J^{G-P}, to nakłady na roboty budowlano-montażowe, w tym ok. 5% na projekt (*engineering*) układu [46]. W sytuacji bardzo szczególnych wymagań co do wyposażenia i lokalizacji bloku procentowy udział robót budowlano-montażowych może znacznie przewyższyć 30% udział (i tym samym zwiększyć wartość J^{G-P}). Przyrosty względne nakładów inwestycyjnych na urządzenia dwuciśnieniowej części parowej bloku gazowo-parowego w stosunku do układu jednociśnieniowego zawierają się w przedziałach : dla kotła odzyskowego dwuciśnieniowego $\alpha_{KO} \in (25; 40\%)$;

dla turbozespołu parowego dwuprężnego $\alpha_{TP} \in (5;10\%)$; dla chłodni wentylatorowej $\alpha_{ch} \in (15;25\%)$; dla wyposażenia elektrycznego $\alpha_{el} \in (5;10\%)$; dla stacji wymienników ciepła wody sieciowej, stacji przygotowania wody i rurociągów łączących $\alpha_{s,r} \in (5;15\%)$; dla robót budowlano-montażowych $\alpha_{b-m} \in (5;10\%)$.

Wartość współczynnika względnego przyrostu nakładów inwestycyjnych na układ dwuciśnieniowy α zawiera się w przedziale od ok. 6% dla układów „dużych" (0,25·0,12+0,05·0,06+0,15·0,01+0,05·0,1 + 0,05·0,11+0,05·0,3), do ok.11% dla układów „małych" (0,4·0,12+0,1·0,06+0,25·0,01+0,1·0,1+ 0,15·0,11+0,1·0,3).

W celu uogólnienia rozważań należy do równania (4.21) wprowadzić wielkości bezwymiarowe :

- stosunek zapotrzebowania na moc cieplną w lecie do mocy maksymalnej elektrociepłowni (rys. 3.1):

$$\beta = \frac{\dot{Q}^{ec}_{l\,cwu}}{\dot{Q}^{ec}_{c\,\max}}, \tag{4.32}$$

- oraz stosunek (wzór (3.39)):

$$\frac{N^{TG}_{el}}{\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn}} = \frac{\sigma^{G-P}_{z\,\min}}{(1+\kappa)}. \tag{4.33}$$

Wartości β zawierają się w praktyce najczęściej w przedziale $\beta \in \langle 0{,}05;\ 0{,}15\rangle$, wartości $\sigma^{G-P}_{z\,\min} \in \langle 0{,}9;\ 1{,}1\rangle$, wartości $\kappa \in \langle 0{,}24;\ 0{,}28\rangle$.

Wprowadzając zależności (4.22), (4.23), (4.29) (z wykorzystaniem w (4.29) równania $J^{G-P} = A + B\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn}$), (4.32), (4.33) do (4.21) i pomijając jako mały składnik $A/\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} \cong 0$, otrzymuje się końcową postać wzoru na minimalną cenę energii elektrycznej e^{gr}_{el} w funkcji stosunku $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn}/\dot{Q}^{ec}_{c\,\max}$ z wielkością β jako parametrem:

$$e_{el}^{gr} \geq \frac{(z\rho + \delta_{rem})\alpha B}{\eta_{me}\left[\frac{\sigma_{z\,min}^{G-P}(1-\eta_{TG})[(i_n - i_{2u})\tau_z + (i_n - i_k^l)\tau_l]}{(1+\kappa)\eta_{TG}(t_{wyl}^{TG} - t_{ot})}\left[\frac{t_{wl}^n - (t_s^n + \Delta T_{min}^n)}{(i_n - i_n' + c_w A T^n)} - \right.\right.}$$

$$\left.\left. - \frac{[t_{wyl}^{TG} - (t_s^w + \Delta T_{min}^w)]c_w A T^n}{(i_w - i_w' + c_w A T^w)(i_n - i_n' + c_w A T^n)}\right] - \frac{\beta(i_{2u} - i_k^l)\tau_l}{(i_{2u} - i_{wc})\frac{\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}}{\dot{Q}_{c\,max}^{ec}}}\right] \quad (4.34)$$

Wartość stosunku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} / \dot{Q}_{c\,max}^{ec}$ może zmieniać się w granicach od 0 do 1 (rys. 3.1). W praktyce, w przypadku modernizacji istniejącej ciepłowni stosunek ten zawiera się w przedziale od ok. 0,25 do 0,9. Brakująca moc $\Delta\dot{Q}_g^{ec} = \dot{Q}_{c\,max}^{ec} - \dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} \in \langle 0{,}1\dot{Q}_{c\,max}^{ec}; 0{,}75\dot{Q}_{c\,max}^{ec} \rangle$ pokrywana jest wówczas z istniejących kotłów wodnych. W przypadku budowy nowej elektrociepłowni o mocy bloku gazowo-parowego mniejszej od szczytowego zapotrzebowania na moc cieplną $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} < \dot{Q}_{c\,max}^{ec}$, brakująca moc może być pokrywana z ponadpodstawowych (rezerwowo-szczytowych) kotłów wodnych lub poprzez dopalanie paliwa w kotle odzyskowym bloku (rys. 4.1). W zasadzie optymalną mocą bloku gazowo-parowego jest moc równa maksymalnej mocy cieplnej elektrociepłowni $\dot{Q}_{g\,zn\,opt}^{G-P} = \dot{Q}_{c\,max}^{ec}$, a jedynie dla małych mocy $\dot{Q}_{c\,max}^{ec}$ może być ekonomicznie uzasadnione stosowanie szczytowych kotłów wodnych lub dopalania paliwa w kotle (rozdział 3).

Parametry termodynamiczne pary wysoko- i niskociśnieniowej powinny wynikać z maksymalizacji zysku pracy elektrociepłowni. Ekstrema ekonomiczne są jednak w zagadnieniach techniki cieplnej dość płaskie [82], oraz z uwagi na niepewność przewidywania cen nośników energii, długości rocznego czasu pracy rozpatrywanego bloku gazowo-parowego, stopy inflacji itd., można posługiwać się przy ich wyznaczaniu kryterium maksimum sprawności egzergetycznej. Na ogół bowiem opłacalność ekonomiczna procesów energetycznych jest tym większa, im wyższa jest ich sprawność egzergetyczna [82]. W praktyce ciśnienie pary wysokociśnieniowej p_w zawiera się w przedziale 4 ÷9 MPa, a pary niskociśnieniowej p_n w przedziale 0,5÷0,7 MPa, natomiast ich temperatury t_w, t_n powinny być wówczas jak najwyższe, ograniczone tylko temperaturą spalin w kotle odzyskowym (rys.4.2). Zgodnie bowiem z II zasadą termodynamiki doprowadzenie ciepła w obiegu parowym

następuje wówczas przy wyższej średniej temperaturze i maksymalizuje moc elektryczną układu.

Z bilansu energii można wyliczyć, dla jakiej wartości stosunku $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\,max}$ moc cieplna spalin za częścią wysokoprężną kotła odzyskowego jest większa od mocy cieplnej $\dot{Q}^{ec}_{l\,cwu}$ potrzebnej w sezonie pozaogrzewniczym do przygotowania ciepłej wody użytkowej. Część pary niskoprężnej $\dot{m}_n$ powyżej tej granicznej wartości jest już wówczas kondensowana, bowiem $\dot{m}_n \geq \dot{m}^l_u$:

$$\dot{m}_n (i_n - i_{wz}) \geq \dot{Q}^{ec}_{l\,cwu}. \tag{4.35}$$

Po podstawieniu do (4.35) zależności (4.22), (4.32), (4.33) otrzymuje się graniczną wartość tego stosunku (rys. 4.3a,b,c):

$$\left(\frac{\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn}}{\dot{Q}^{ec}_{c\,max}} \right)_{kond} \geq$$

$$\geq \frac{\beta \eta_{TG} (1+\kappa)\left(t^{TG}_{wyl} - t_{ot}\right)}{\sigma^{G-P}_{z\,min}(1-\eta_{TG})\left(\frac{t^n_{wl} - \left(t^n_s + \Delta T^n_{min}\right)}{i_n - i'_n + c_w A T^n} - \frac{\left[t^n_{wl} - \left(t^n_s + \Delta T^n_{min}\right)\right] c_w A T^n}{\left(i_w - i'_w + c_w A T^w\right)\left(i_n - i'_n + c_w A T^n\right)} \right)(i_n - i_{wz})} \tag{4.36}$$

Zakładając temperaturę spalin wylotowych z kotła odzyskowego t^{KO}_{kom}, z bilansu energii wymiennika ciepła *spaliny – woda sieciowa* o mocy $\dot{Q}^{ec}_{l\,cwu}$ wynika minimalna wymagana temperatura spalin t_{wym}, np. za częścią niskociśnieniową kotła gwarantująca wystarczającą moc cieplną spalin, pozwalającą dodatkowo jeszcze na zabudowę tego wymiennika w końcowej strefie kotła w zakresie niskich temperatur spalin (rys. 4.1, 4.2). Wówczas $\dot{m}^l_u = 0$ i cały strumień pary $\dot{m}_n$ ulega kondensacji. Graniczna cena energii elektrycznej (wzór (4.21)) otrzymana w tej sytuacji byłaby najmniejsza.

Wartość t_{wym} w funkcji $\dot{Q}^{G-P}_{g\,zn} / \dot{Q}^{ec}_{c\,max}$ wyznacza się ze wzoru :

$$\frac{\left(t_{wym} - t^{KO}_{kom}\right)}{\left(t^{TG}_{wyl} - t_{ot}\right)} \left(\frac{N^{TG}_{el}}{\eta_{TG}} - N^{TG}_{el} \right) \geq \dot{Q}^{ec}_{l\,cwu} \tag{4.37}$$

i stąd wykorzystując równania (4.32) i (4.33):

$$t_{wym} = \frac{\beta\eta_{TG}(1+\kappa)\left(t_{wyl}^{TG} - t_{ot}\right)}{\sigma_{z\min}^{G-P}(1-\eta_{TG})\dfrac{\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}}{\dot{Q}_{c\max}^{ec}}} + t_{kom}^{KO}. \qquad (4.38)$$

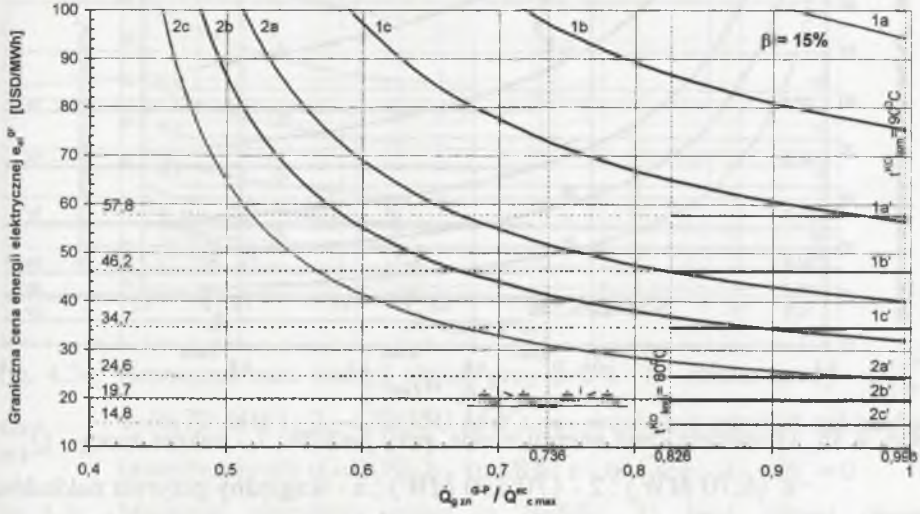
Podstawiając za wielkość t_{wym} wartość t_{wyl}^{n} uzyskaną za pomocą wzoru (4.28), można wyznaczyć stosunek $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} / \dot{Q}_{c\max}^{ec}$, dla którego zachodzi warunek $t_{wym} \le t_{wyl}^{n}$ (rys. 4.4a,b,c). Jak wyżej zaznaczono, w tej sytuacji w końcowej strefie kotła odzyskowego należy zabudować wymiennik ciepła *spaliny-woda sieciowa* o mocy $\dot{Q}_{l\,cwu}^{ec}$ do przygotowania ciepłej wody użytkowej. Wartość e_{el}^{gr}, jak już wspomniano, jest wówczas najmniejsza, bowiem $\dot{m}_u^l = 0$ (wzór (4.21), rys. 4.3a,b,c). Sprawność kotła odzyskowego (4.27) wynosi wówczas $\eta_{KO} = \left(t_{wyl}^{TG} - t_{kom}^{KO}\right)/\left(t_{wyl}^{TG} - t_{ot}\right)$.

4.4.1. Wyniki obliczeń

Obliczenia e_{el}^{gr} i t_{wym} przeprowadzono dla trzech wartości stosunku β = 5; 10 i 15% oraz dla następujących parametrów termodynamicznych pary wysoko- i niskociśnieniowej oraz wody zasilającej : t_w = 500^{0}C, p_w = 60 bar, t_s^w = 275,56^{0}C, i_w =3422,2 kJ/kg, $i_w^{'}$ =1213,9, t_n = 225^{0}C, p_n = 6 bar, t_s^n = 158,84^{0}C, i_n = 2904,2 kJ/kg, $i_n^{'}$ = 670,4 kJ, i_{wz} = 441,3kJ/kg, t_{wz} =105^{0}C oraz dla następujących parametrów pary upustowej i_{2u} = 2749,3 kJ/kg, entalpii pary w kondensatorze i_k^l =2327,4 kJ/kg i entalpii wody za wymiennikami zasilanymi parą upustową i_{wc} = 301,5 kJ/kg, wartości przewężenia temperaturowego przyjęto $\Delta T_{\min}^{n} = \Delta T_{\min}^{w}$ = 6 K, $AT^n = AT^w$ = 5 K, oraz t_{wyl}^{TG} = 517 ^{0}C, t_{ot} =15 ^{0}C. Wartość $z\rho + \delta_{rem}$ (dodatek A) przyjęto równą 16,12%, τ_l = 3360 h, τ_z = 5040 h, η_{me} = 0,94.

Z uzyskanych wyników, mimo przyjęcia do obliczeń tylko jednego kompletu konkretnych parametrów termodynamicznych pary wysoko- i niskociśnieniowej, można w zasadzie (charakterystyki mocy turbiny parowej w funkcji ciśnienia pary są stosunkowo dość płaskie – rozdział 5) wyciągnąć

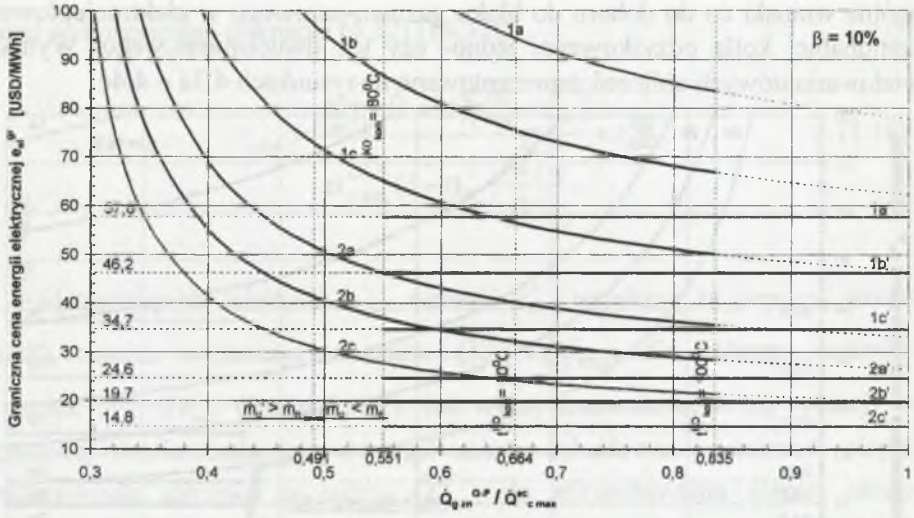
ogólne wnioski co do doboru do bloku gazowo-parowego w elektrociepłowni komunalnej kotła odzyskowego: jedno- czy też dwuciśnieniowego. Wyniki wielowariantowych obliczeń zaprezentowano na rysunkach 4.3a ÷ 4.4c.



Rys. 4.3a. Graniczna cena energii elektr. przy β=15%: 1 - zakres mocy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} \in \langle 6;70\ MW \rangle$; 2 - $\langle 70;350\ MW \rangle$; a - względny przyrost nakładów inwestycyjnych α = 10%; b - α = 8%; c - α = 6%;)' - $\dot{m}_u^l = 0$

Fig. 4.3a. Marginal electricity price at β=15%: 1) heat output range $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} \in \langle 6;70\ MW \rangle$; 2)$\langle 70;350\ MW \rangle$; a – relative growth of investment cost α = 10 %; b – α = 8 %; c – α = 6 %;)`- $\dot{m}_u^l = 0$

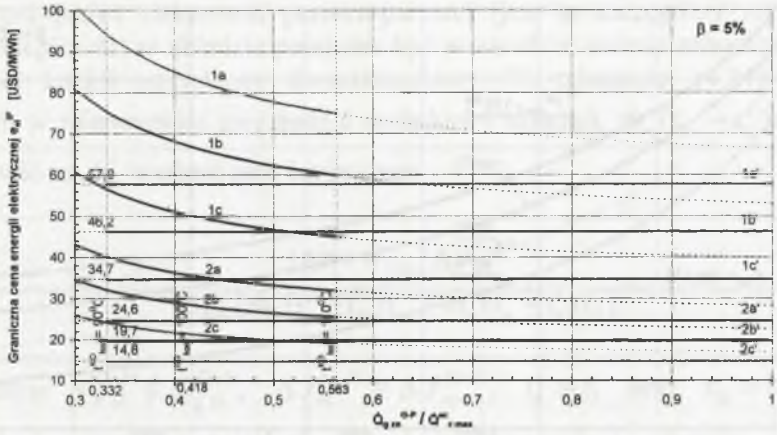
W przeprowadzonych obliczeniach przyjęto ponadto stałą wartość sprawności turbiny η_{TG} = 0,34 i w konsekwencji stałe wartości wielkości $\sigma_{z\,\min}^{G-P}$ =1 i κ = 0,25. Duża zmiana wartości η_{TG} może jednak wpłynąć na zmianę decyzji o wyborze do układu gazowo-parowego typu kotła odzyskowego: jedno- czy też dwuciśnieniowego. Zmniejszenie wartości sprawności turbiny gazowej powoduje bowiem wzrost mocy cieplnej spalin wylotowych z turbiny gazowej, wzrost mocy elektrycznej części parowej układu gazowo-parowego N_{el}^{TP} i wzrost mocy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ bloku. W konsekwencji maleje wartość $\sigma_{z\,\min}^{G-P}$, wzrasta wartość κ i tym samym następuje zwiększenie wartości e_{el}^{gr}. W konkretnym przypadku należy więc każdorazowo wykonać obliczenia sprawdzające.



Rys. 4.3b. Graniczna cena energii elektr. przy β=10%: 1 - zakres mocy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P} \in \langle 6;70\ MW \rangle$; 2 - $\langle 70;350\ MW \rangle$; a - względny przyrost nakładów inwestycyjnych α = 10%; b - α = 8%; c - α = 6%;)' - $\dot{m}_u^l = 0$

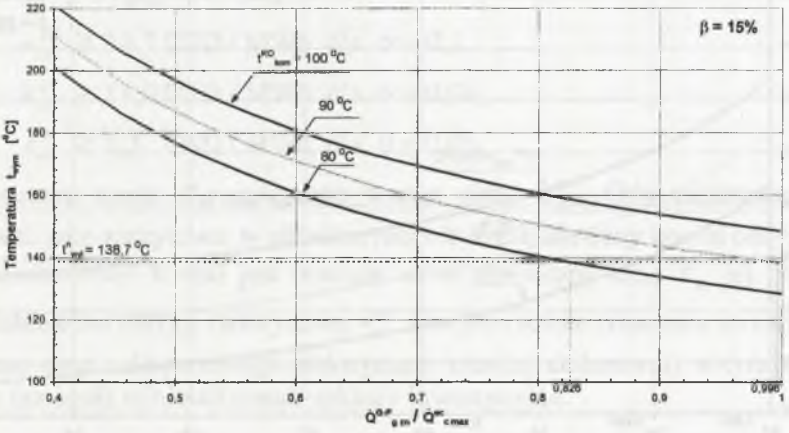
Fig. 4.3b. Marginal electricity price at β=10%: 1) heat output range $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P} \in \langle 6;70\ MW \rangle$; 2) $\langle 70;350\ MW \rangle$; a – relative growth of investment cost α = 10 %; b – α = 8 %; c – α = 6 %;)`- $\dot{m}_u^l = 0$

Gdy w kotle odzyskowym stosuje się dopalanie paliwa, z uwagi na wzrost produkcji pary wysokociśnieniowej i tym samym zwiększone wówczas wykorzystanie w kotle mocy cieplnej spalin do jej produkcji, instalowanie w bloku gazowo-parowym kotła dwuciśnieniowego może nie mieć sensu (ma to miejsce w przypadku dużego dopalania). Temperatura spalin wlotowych do kotła po dopaleniu wyraża się bowiem wzorem (3.7) (podrozdział 3.1.1) i w licznikach wzorów na strumienie masy pary wysoko- i niskociśnieniowej $\dot{m}_w$ i $\dot{m}_n$ (wzory (4.22), (4.26)), oraz we wzorze na temperaturę t_{wl}^n (wzór (4.24)) należy w tej sytuacji za t_{wyl}^{TG} podstawić temperaturę t_{dop}^{KO}. W przypadku dużego dopalania $\dot{Q}_{dop}^{KO}$, jak już wyżej zaznaczono, strumień masy $\dot{m}_n$ ma wówczas znikomą wartość.



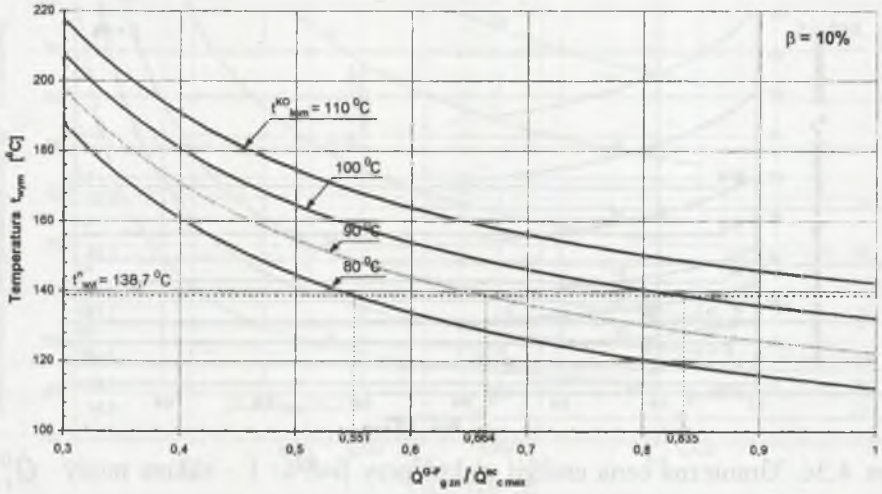
Rys. 4.3c. Graniczna cena energii elektr. przy β=5%: 1 - zakres mocy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P} \in \langle 6;70\ MW \rangle$; 2 - $\langle 70;350\ MW \rangle$; a - względny przyrost nakładów inwestycyjnych α = 10%; b - α = 8%; c - α = 6%;)' - $\dot{m}_u^l = 0$

Fig. 4.3c. Marginal electricity price at β=5%:: 1) heat output range $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P} \in \langle 6;70\ MW \rangle$; 2) $\langle 70;350\ MW \rangle$; a – relative growth of investment cost α = 10 %; b – α = 8 %; c – α = 6 %;)`- $\dot{m}_u^l = 0$



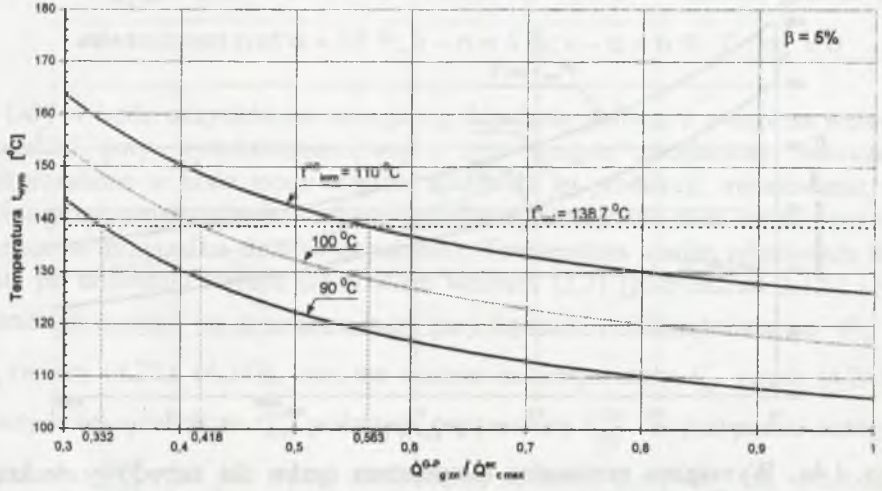
Rys. 4.4a. Wymagana minimalna temperatura spalin dla zabudowy w kotle odzyskowym w jego końcowej strefie w zakresie niskich temperatur spalin wymiennika ciepła o mocy $\dot{Q}_{l\,cwu}^{ec}$ przy β = 15%

Fig. 4.4a. Minimal HRSG exhaust gas temperature required for installation of heat exchanger of power $\dot{Q}_{l\,cwu}^{ec}$ in the HRSG low temperature zone at β = 15%



Rys. 4.4b. Wymagana minimalna temperatura spalin dla zabudowy w kotle odzyskowym w jego końcowej strefie w zakresie niskich temperatur spalin wymiennika ciepła o mocy $\dot{Q}^{ec}_{l\,cwu}$ przy β =10%

Fig. 4.4b. Minimal HRSG exhaust gas temperature required for installation of heat exchanger of power $\dot{Q}^{ec}_{l\,cwu}$ in the HRSG low temperature zone β = 10%



Rys. 4.4c. Wymagana minimalna temperatura spalin dla zabudowy w kotle odzyskowym w jego końcowej strefie w zakresie niskich temperatur spalin wymiennika ciepła o mocy $\dot{Q}^{ec}_{l\,cwu}$ przy β = 5%

Fig. 4.4c. Minimal HRSG exhaust gas temperature required for installation of heat exchanger of power $\dot{Q}^{ec}_{l\,cwu}$ in the HRSG low temperature zone β = 5%

W przypadku elektrowni gazowo-parowej (jest to szczególny przypadek elektrociepłowni) w układzie powinien być w zasadzie zawsze zabudowany co najmniej kocioł odzyskowy dwuciśnieniowy. W zależności (4.21) należy bowiem w mianowniku uwzględnić dodatkowy składnik $\dot{m}_n(i_{2u} - i_k^z)\tau_z$ oraz podstawić za $\dot{m}_u^l$ wartość zero i wówczas:

$$e_{el}^{gr} \geq \frac{(z\rho + \delta_{rem})\Delta J_{el}^{G-P}}{\eta_{me}[\dot{m}_n(i_n - i_k^z)\tau_z + \dot{m}_n(i_n - i_k^l)\tau_l]}. \tag{4.39}$$

Zakładając $N_{el\,zn}^{G-P} \cong \dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$, $\Delta J_{el}^{G-P} \cong \Delta J_{ec}^{G-P}$, $i_k^z \cong i_k^l$ oraz $\tau_R = \tau_z + \tau_l =$ 8000 h i wartości pozostałych danych jak poprzednio, wartości e_{el}^{gr} dla elektrowni wynoszą:

- dla mocy $N_{el\,zn}^{G-P}$ do 70 MW:

  $e_{el}^{gr} \geq$ 34,5 USD / MWh dla $\alpha = 0{,}1$,

  $e_{el}^{gr} \geq$ 25,9 USD / MWh dla $\alpha = 0{,}08$,

  $e_{el}^{gr} \geq$ 19,5 USD / MWh dla $\alpha =$ 0,06,

- dla mocy $N_{el\,zn}^{G-P}$ powyżej 70 MW:

  $e_{el}^{gr} \geq$ 14,7 USD / MWh dla $\alpha = 0{,}1$,

  $e_{el}^{gr} \geq$ 11,0 USD / MWh dla $\alpha = 0{,}08$,

  $e_{el}^{gr} \geq$ 8,3 USD / MWh dla $\alpha = 0{,}06$.

Skracanie czasu τ_R powoduje wzrost ceny e_{el}^{gr}. Gdy elektrownia ma pracować jako szczytowa, w układzie może być zabudowany kocioł odzyskowy jednociśnieniowy. Krótki jest bowiem wówczas roczny czas τ_R jej pracy i minimalna cena energii elektrycznej e_{el}^{gr} znacznie rośnie (znacznie wyższa jest i wówczas cena zakupu energii elektrycznej z takiej elektrowni), a tym samym należy (na ogół) minimalizować nakłady inwestycyjne.

4.4.2. Wnioski

- Dobór typu kotła odzyskowego do bloku gazowo–parowego w elektrociepłowni komunalnej ma istotny wpływ na efektywność ekonomiczną jej pracy. Niewłaściwy dobór kotła, w zależności od ceny energii elektrycznej, może być źródłem znaczących strat lub zysków pracy elektrociepłowni. Podstawowymi wielkościami, od których zależy rodzaj

kotła w bloku gazowo-parowym to względny przyrost α nakładów inwestycyjnych na układ dwuciśnieniowy części parowej bloku gazowo-parowego, stosunek β zapotrzebowania na moc cieplną w lecie do mocy znamionowej elektrociepłowni oraz stosunek $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} / \dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$.

- Jak wynika z przeprowadzonych obliczeń, w elektrociepłowni komunalnej o relatywnie małej mocy cieplnej $\dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$ stosowanie kotłów dwuciśnieniowych dla aktualnego poziomu ceny energii elektrycznej jest całkowicie ekonomicznie nieuzasadnione - niezależnie od zapotrzebowania na moc cieplną poza sezonem grzewczym. W elektrociepłowniach komunalnych o znamionowych mocach cieplnych $\dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$ do ok. 45÷50 MW (co odpowiada mocom elektrycznym turbozespołów gazowych do ok. 35÷40 MW; wówczas oczywiście $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} = \dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$) należy zatem stosować kotły odzyskowe jednociśnieniowe. W celu podniesienia sprawności kotła należy wówczas zainstalować w nim dodatkowo podgrzewacz kondensatu lub parowacz deaeracyjny (stosowanie parowacza deaeracyjnego pozwala ponadto uniknąć problemu korozji niskotemperaturowej, jeżeli istnieje potrzeba podgrzania kondensatu o niskiej temperaturze 30÷40 ^{0}C), i podgrzewacz wody sieciowej. Należy jednak mieć na uwadze, że w przypadku zawartości w paliwie siarki zbytnie obniżenie temperatury spalin wylotowych może być przyczyną wspomnianej niskotemperaturowej korozji ostatnich pęczków ogrzewalnych w kotle. W trakcie obliczeń cieplnych należy tym samym sprawdzać, czy temperatura zewnętrzna metalu rur i żeber jest wyższa od temperatury punktu rosy dla spalin. W przypadku braku siarki w paliwie temperatura rosy wynosi ok. 40^{0}C i tym samym istnieje możliwość schłodzenia spalin do niskiego poziomu temperatury, ograniczonego tylko wymaganą temperaturą, np. wody sieciowej, tj. do ok. 70÷80^{0}C.
- Kotły jednociśnieniowe należy również stosować w przypadku, gdy np. ze względu na niskie koszty paliwa ogranicza się nakłady inwestycyjne.
- Należy jednak pamiętać, że typ kotła, jedno- czy też dwuciśnieniowy, zależy od stosunku znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego do maksymalnej mocy cieplnej elektrociepłowni $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} / \dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$ (rys. 4.3a÷4.5c). Ze spadkiem wartości tego stosunku rośnie wartość minimalnej ceny energii elektrycznej e_{el}^{gr}, dla której opłaca się zabudować w układzie kocioł odzyskowy dwuciśnieniowy. Nawet w przypadku turbiny gazowej o „dużej" mocy, gdy wartość stosunku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} / \dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$ przyjmuje małe wartości, przy dużym zapotrzebowaniu na moc cieplną poza sezonem grzewczym ($\beta \geq 15$ %) gwarantującym wykorzystanie mocy cieplnej spalin w końcowej strefie kotła

(rys. 4.3a), instalowanie w układzie kotła odzyskowego dwuciśnieniowego jest również nieopłacalne ekonomicznie, przyniesie straty.

- Kocioł odzyskowy dwuciśnieniowy w elektrociepłowni komunalnej jest uzasadniony ekonomicznie przy małych wartościach stosunku $\beta \leq 5\%$ i przy relatywnie dużych mocach cieplnych bloku gazowo-parowego $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} \geq 70\,\mathrm{MW}$ oraz wartościach stosunku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} / \dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$ powyżej ok. 0,3 (rys. 4.3c). Na przykład gdy $\beta = 5\%$ i $\alpha = 10\%$, oraz gdy ze względu na niską temperaturę rosy dla spalin istnieje możliwość ich schłodzenia w kotle za pomocą podgrzewacza wody sieciowej do temperatury np. $t_{kom}^{KO} = 90^0\mathrm{C}$, wówczas dla wartości stosunku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} / \dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$ już od 0,332 minimalna cena energii elektrycznej, dla której opłaca się instalować w układzie kocioł odzyskowy dwuciśnieniowy, wynosi tylko $e_{el}^{gr} = 24{,}6$ USD/MWh, a np. dla wartości $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} / \dot{Q}_{c\,\max}^{ec} = 0{,}3$ e_{el}^{gr} wynosi ok. 43 USD/MWh. W przypadku (rys. 4.3b) gdy np. $\beta = 10\%$ i $\alpha = 8\%$, $t_{kom}^{KO} = 80^0\mathrm{C}$, minimalna cena energii dla zakresu mocy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} \in \langle 6; 70\,MW \rangle$ i dla wartości stosunku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} / \dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$ powyżej 0,551 wynosi aż $e_{el}^{gr} = 46{,}2$ USD/MWh, i gwałtownie rośnie powyżej 100 USD/MWh dla wartości tego stosunku poniżej tej granicznej wartości; natomiast dla zakresu mocy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} \in \langle 70; 350\,MW \rangle$ wartość e_{el}^{gr} wynosi już tylko 19,7 USD/MWh i obniżając wartość tego stosunku do np. $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} / \dot{Q}_{c\,\max}^{ec} \cong 0{,}4$, e_{el}^{gr} rośnie do ok. 55 USD/MWh .
- Przy obecnych kontraktowych cenach zakupu energii elektrycznej z nowo projektowanych elektrociepłowni gazowo-parowych wynoszących e_{el} = 40÷45 USD/MWh, i cenie gazu $e_g < 3{,}5$ USD/GJ, optymalne znamionowe moce cieplne bloku gazowo-parowego są równe maksymalnej mocy cieplnej elektrociepłowni, $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} / \dot{Q}_{c\,\max}^{ec} = 1$. W tym przypadku, dla zakresu mocy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} \in \langle 70; 350\,MW \rangle$, należy w układzie stosować kotły odzyskowe dwuciśnieniowe z zabudowanymi dodatkowo w ich końcowej strefie w zakresie niskich temperatur spalin wymiennikami ciepła *spaliny-woda sieciowa.*

5. Optymalizacja termicznych parametrów pracy jedno- i dwuciśnieniowej części parowej elektrociepłowni gazowo-parowej

5.1. Wstęp

Podstawowym problemem kompleksowej optymalizacji techniczno-ekonomicznych warunków pracy elektrociepłowni gazowo-parowej jest znalezienie optymalnego stosunku mocy cieplnej bloku gazowo-parowego do mocy cieplnej całej elektrociepłowni $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} / \dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$ (rys. 3.1 – rozdział 3), gwarantującego maksymalny zysk pracy elektrociepłowni. Blok gazowo-parowy o mocy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ może bowiem stanowić w elektrociepłowni o całkowitej mocy cieplnej $\dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$ tylko jedno ze źródeł ciepła. Uzupełniającym źródłem ciepła dla bloku mogą być inwestycyjnie tanie kotły wodne lub droższa instalacja dopalająca w części parowej bloku o mocach $\Delta\dot{Q}_{g\,\max}^{ec} = \dot{Q}_{c\,\max}^{ec} - \dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ (w obu przypadkach w elektrociepłowni zabudowane są dodatkowo rezerwowe kotły wodne, rys. 3.2, 4.1 -rozdział 3, 4). Niezależnie jednak od wartości tego stosunku blok powinien być rozpatrywany każdorazowo w wersji optymalnej. Optymalizacja termicznych parametrów pracy części parowej bloku gazowo-parowego, jako ogniwa ciągu technologicznego elektrociepłowni, dodatkowo bowiem maksymalizuje efekt ekonomiczny eksploatacji całej elektrociepłowni przy zadanych warunkach pracy.

W części gazowej układu gazowo-parowego stosuje się istniejące, konwencjonalne konstrukcje turbin gazowych o znanych parametrach. Obecny poziom technologii nie pozwala jeszcze na projektowanie i produkcję turbin gazowych (w przeciwieństwie do turbin parowych i kotłów odzyskowych) dla zadanych, wynikających z konkretnych potrzeb parametrów. Parametry termodynamiczne i ilość produkowanej w kotle odzyskowym pary świeżej oraz moc turbiny parowej, i moc cieplna układu zależą od mocy cieplnej i temperatury spalin wylotowych z turbiny gazowej. Istotnym więc problemem jest optymalizacja parametrów pracy części parowej układu gazowo-parowego. Jako kryterium doboru parametrów termodynamicznych produkowanej w kotle odzyskowym pary świeżej należy przyjmować maksimum zysku pracy elektrociepłowni dla jej zadanej mocy cieplnej, co jest równoznaczne ze znalezieniem minimum rocznych kosztów produkcji ciepła grzejnego wytwarzanego w skojarzeniu z produkcją energii elektrycznej w elektrociepłowni. Znalezienie minimum sumy kosztów kapitałowych i

eksploatacyjnych pomniejszonych o przychód ze sprzedaży energii elektrycznej wytworzonej w elektrociepłowni, stanowiących składniki rocznych kosztów wytwarzania ciepła grzejnego w elektrociepłowni, powinno być zatem końcową funkcją celu w optymalizacji jej pracy. W obliczeniach jednak na etapie wstępnej analizy ekonomicznej opłacalności budowy i eksploatacji elektrociepłowni szacunkowe nakłady inwestycyjne na instalację zwiększane są dodatkowo o 8÷10% na tzw. nieprzewidziane wydatki. Wprowadza to dodatkowe koszty kapitałowe i związane z nimi dodatkowe przyrosty kosztów eksploatacyjnych, a tym samym „fałszuje" (pogarsza) wyniki analizy. W konkretnym przypadku szczegółowa analiza ekonomiczna, uwzględniająca już kontraktowe nakłady inwestycyjne, również byłaby obarczona pewnym błędem, tym razem w wyniku założonego rocznego czasu pracy elektrociepłowni. W praktyce eksploatacyjnej czas pracy układu może się bowiem znacznie różnić od założonego, co w przypadku elektrociepłowni ma zasadnicze znaczenie, gdyż pracuje ona ze zmienną mocą cieplną (inną w zimie, inną w lecie), i wartości optymalnych pod względem efektywności ekonomicznej parametrów jej pracy są wówczas różne. W zasadzie - chociaż kryterium ekonomiczne jest nadrzędne dla kryterium termodynamicznego - to z uwagi na powyższe można założyć, że optymalne technicznie wartości parametrów termicznych pracy elektrociepłowni są optymalne ekonomicznie. Z uwagi na to, że optima ekonomiczne są w zagadnieniach techniki cieplnej dość płaskie [76,82], z powodu niepewności przewidywania zmian cen nośników energii spowodowanych inflacją itd., można posłużyć się w obliczeniach optymalizacyjnych pracy bloku gazowo-parowego kryterium maksimum sprawności egzergetycznej jego części parowej. Na ogół bowiem opłacalność ekonomiczna procesów energetycznych jest tym większa, im wyższa jest ich sprawność egzergetyczna [76,82]. Przyjęte kryterium jest równoznaczne z maksymalizacją stosunku mocy elektrycznej turbiny parowej do zadanej mocy cieplnej układu $N_{el}^{TP} / \dot{Q}_g$. Należy jednak pamiętać, że poprawianie doskonałości termodynamicznej obiegu (zwiększanie jego sprawności egzergetycznej) zwiększa nakłady inwestycyjne na instalację, a tym samym rosną koszty kapitałowe pracy układu (maleją natomiast koszty jego eksploatacji [76,82].

5.2. Określenie parametrów pracy części parowej układu gazowo-parowego

Rozpatrując obieg Clausiusa - Rankine`a klasycznej siłowni parowej dochodzi się do wniosków, że w zakresie realnych temperatur i ciśnień, w celu podwyższenia sprawności obiegu, należy równocześnie stosować jak najwyższą

temperaturę i jak najwyższe ciśnienie dopływającej do turbiny pary przegrzanej. Powiększanie ciśnienia pary dolotowej przy tej samej temperaturze przegrzania wpływa bowiem na bezwzględne zmniejszanie zużycia energii chemicznej spalanego w kotle paliwa. Następuje jednak, przy równoczesnym zwiększaniu sprawności termicznej siłowni, zmniejszanie jej mocy elektrycznej. Podwyższanie natomiast temperatury przy stałym ciśnieniu zwiększa moc przy równoczesnym zwiększaniu sprawności, ale i również przy zwiększaniu bezwzględnej ilości spalanego paliwa. W przypadku układu gazowo-parowego do generacji w kotle odzyskowym pary paliwo zastępuje strumień entalpii spalin wylotowych z turbiny gazowej $\dot{I}_{sp}$ o danej temperaturze i, co istotne, o stałej wartości. Z bilansu energii turbozespołu gazowego (wzór (3.4)) wynika:

$$\dot{I}_{sp} = \dot{m}_{sp}^{TG} \bar{c}_{sp}^{TG} \Big|_{t_{ot}}^{t_{wyl}^{TG}} (t_{wyl}^{TG} - t_{ot}) = \frac{N_{el}^{TG}}{\eta_{TG}} - N_{el}^{TG} = const, \qquad (5.1)$$

i z tego będącego do dyspozycji danego strumienia energii należy wygenerować maksymalną moc turbiny parowej N^{TP} przy zadanej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego $\dot{Q}_g$.

Moc turbiny parowej N^{TP} i moc cieplna bloku gazowo-parowego $\dot{Q}_g$ są funkcjami ciśnienia p_w i p_n pary świeżej wysoko- i niskociśnieniowej. W pracy [60] przeprowadzono obliczenia optymalizacyjne mocy N^{TP} jednociśnieniowej części parowej elektrowni gazowo-parowej dla zmian ciśnienia pary świeżej p_w. Z uwagi np. na strumień masy $\dot{m}_w$ ciśnienie pary świeżej p_w i temperatura t_w powinny być stosunkowo małe, gdyż obniżanie p_w i t_w powoduje wzrost $\dot{m}_w$. Przeciwny kierunek oddziaływania ciśnienia p_w i temperatury t_w na zmianę N^{TP} występuje z powodu spadku entalpii pary w turbinie $\Delta i = i_w - i_k$. Podnoszenie ciśnienia i temperatury jest korzystne. Dla wyższych temperatur i ciśnień spadek entalpii jest większy.

Warunek maksymalizacji mocy (sprawności elektrycznej, egzergetycznej) części parowej elektrociepłowni sprowadza się zatem do żądania:

$$N^{TP} = \dot{m}_w (i_w - i_k) + \dot{m}_n (i_n - i_k) - \sum_{j=1}^{l} \dot{m}_{ju} (i_{ju} - i_k) \rightarrow \max, \qquad (5.2)$$

przy zadanej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego $\dot{Q}_g$ (wzór (3.20)):

$$\dot{Q}_g = \sum_{j=1}^{l} \dot{Q}_{ju} + \dot{Q}_{sp}\Big|_{t_{kom}^{KO}}^{t_{wyl}^{n}} = \sum_{j=1}^{l} \dot{m}_{ju}(i_{ju} - i_{wc}) + \dot{C}(t_{wyl}^{n} - t_{kom}^{KO}) = const\,, \quad (5.3)$$

przy czym strumień pojemności cieplnej spalin wylotowych z turbiny gazowej $\dot{C}$ wyraża się wzorem (3.4) (podrozdział 3.1.1), temperatura spalin t_{wyl}^{n} w kotle odzyskowym za częścią niskociśnieniową wzorem (4.28), natomiast występująca we wzorze na temperaturę t_{wyl}^{n} temperatura spalin t_{wl}^{n} za częścią wysokociśnieniową kotła odzyskowego wzorem (4.24) (rozdział 4; rys. 4.1, 4.2). Wyrażenie pod znakiem sumy we wzorze (5.3) wyraża moc cieplną połączonych szeregowo wymienników ciepła zasilanych parą z upustów turbiny parowej, natomiast drugi składnik tego wzoru wyraża moc wymiennika *spaliny-woda sieciowa* zabudowanego w końcowej strefie kotła odzyskowego w zakresie niskich temperatur spalin (rys.4.1, 4.2). Suma $\sum_{j=1}^{l} \dot{Q}_{ju} = \sum_{j=1}^{l} \dot{m}_{ju}(i_{ju} - i_{wc})$ oraz moc cieplna wymiennika *spaliny-woda sieciowa* $\dot{Q}_{sp}\Big|_{t_{kom}^{KO}}^{t_{wyl}^{n}} = \dot{C}(t_{wyl}^{n} - t_{kom}^{KO})$ są wielkościami zmiennymi, zależnymi od ciśnienia i temperatury pary wysoko- i niskociśnieniowej. Ich suma przy założonej temperaturze spalin wylotowych z kotła odzyskowego t_{kom}^{KO} ma natomiast wartość stałą, równą zadanej mocy cieplnej $\dot{Q}_g$ (wzór 5.3). Gdy $\dot{Q}_{sp}\Big|_{t_{kom}^{KO}}^{t_{wyl}^{n}} \geq \dot{Q}_g$, wówczas $\dot{m}_{ju} = 0$. W przypadku układu jednociśnieniowego ($\dot{m}_n = 0$) we wzorze (5.3) za t_{wyl}^{n} należy podstawić wartość t_{wyl}^{w}:

$$t_{wyl}^{w} = t_{wyl}^{TG} - \left[t_{wyl}^{TG} - \left(t_s^{w} + \Delta T_{\min}^{w}\right)\right]\frac{i_w - i_{wz}}{i_w - i_w + c_w A T^{w}}\,. \quad (5.4)$$

Wzór (5.4) otrzymuje się analogicznie jak wzór (4.24).

Wyliczając za pomocą wzoru (5.3) wielkości $\dot{m}_{ju}$, należy do równania (5.2) wprowadzić moc cieplną bloku gazowo-parowego $\dot{Q}_g$. W celu uogólnienia rozważań należy tę moc ponadto wyrazić równaniem $\dot{Q}_g = \zeta\, \dot{Q}_{gzn}^{G-P}$ gdzie

parametr ζ zawiera się w przedziale $\zeta \in \langle 0; 1 \rangle$, a znamionowa moc cieplna bloku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ wynosi (wzór 3.(39)):

$$\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} = N_{el}^{TG} \frac{1+\kappa}{\sigma_{z\,\min}^{G-P}} . \tag{5.5}$$

Wprowadzenie parametru ζ pozwala na uwzględnienie zmiennego w ciągu roku zapotrzebowania na moc cieplną zgodnie z wykresem uporządkowanym. Znamionowa moc $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ jest równoznaczna z mocą maksymalną bloku, $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} = \dot{Q}_{g\,\max}^{G-P}$, i odnosi się do bloku bez dopalania w kotle odzyskowym paliwa - wynika tylko z mocy cieplnej spalin wylotowych z turbiny gazowej. Wartości κ i $\sigma_{z\,\min}^{G-P}$ (zależne od η_{TG} i t_{wyl}^{TG}) zawierają się w praktyce najczęściej w przedziałach: $\kappa \in \langle 0{,}24; 0{,}28 \rangle$ i $\sigma_{z\,\min}^{G-P} \in \langle 0{,}9; 1{,}1 \rangle$. Ciśnienie p_{ju} pary upustowej $\dot{m}_{ju}$ zależy od wartości stosunku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} / \dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$. Dla przyjętej wartości tego stosunku z wykresu uporządkowanego zapotrzebowanie na komunalną moc cieplną w sezonie grzewczym $\dot{Q}_{c}^{ec} = \dot{Q}_{g}^{ec} + \dot{Q}_{z\,cwu}^{ec}$ (rys. 3.1), służącą do ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji pomieszczeń $\dot{Q}_{g}^{ec}$ oraz do przygotowania ciepłej wody użytkowej $\dot{Q}_{z\,cwu}^{ec}$, wyznacza się odpowiadającą mu wartość temperatury zewnętrznej (otoczenia) i następnie z charakterystyki sieci cieplnej [82] temperaturę gorącej wody sieciowej, będącej nośnikiem przesyłowym ciepła z elektrociepłowni. Uwzględniając konieczną różnicę temperatur pomiędzy temperaturą nasycenia pary grzejnej a temperaturą wody sieciowej na wyjściu z podgrzewaczy, określa się temperaturę nasycenia skroplin pary grzejnej z upustu i odpowiadające jej ciśnienie p_{ju}. Z uwagi na zakres zmienności temperatury wody gorącej stosuje się w praktyce jeden lub dwa połączone szeregowo wymienniki ciepła: podstawowy zasilany parą o ciśnieniu 0,12 ÷ 0,2 MPa (dolna wartość ciśnienia ograniczona jest panującą temperaturą w odgazowywaczu wynoszącą 105°C, rys. 3.2), i podszczytowy, w przypadku dużego zakresu temperatury. Ciśnienie zasilającej wymiennik pary upustowej odpowiada zazwyczaj temperaturze nasycenia skroplin pary większej od temperatury wody sieciowej na wyjściu z podgrzewaczy o $\Delta t = 3\,\mathrm{K}$ (spiętrzenie temperatur Δt może być znacznie większe, bowiem nadmierne obniżanie wartości Δt może prowadzić do nadmiernego zwiększania nakładów inwestycyjnych na podgrzewacze). Maksymalna wartość temperatury wody

sieciowej uzyskiwana w bloku równa się 150°C (135°C) dla $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P} = \dot{Q}_{c\,max}^{ec}$. Upustowa para grzejna ma wówczas ciśnienie 0,52(0,34) ÷ 0,7 MPa. W praktyce, jeżeli moc cieplna bloku gazowo-parowego w całości pokrywa zapotrzebowanie na moc cieplną z elektrociepłowni ($\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} = \dot{Q}_{c\,max}^{ec}$), stosuje się dwa wymienniki ciepła (l = 2, rys. 3.2) o jednakowych maksymalnych przyrostach temperatury wody sieciowej w obu wymiennikach [36], $\Delta t_1 = \Delta t_2 = (150 - 70)/2 = 40K$ (przyrosty te odpowiadają maksymalnym parametrom wody gorącej i powrotnej 150°C/70°C dla minimalnej temperatury otoczenia): jeden szczytowy zasilany parą o ciśnieniu $p_{1u} = 0{,}52$ MPa, któremu odpowiada temperatura nasycenia 153°C, i drugi podstawowy, zasilany parą o ciśnieniu $p_{2u} = 0{,}16$ MPa, któremu odpowiada temperatura nasycenia 113°C. W przypadku elektrociepłowni o mocy bloku gazowo-parowego mniejszej od szczytowego zapotrzebowania na moc cieplną, np. gdy temperatura wody sieciowej uzyskiwana w bloku jest nie większa od 110°C, tzn. gdy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} < 0{,}7\dot{Q}_{c\,max}^{ec}$, wówczas $\dot{m}_{1u} = 0$ i $p_{2u} = 0{,}16$ MPa. Brakująca moc cieplna $\Delta\dot{Q}_{g}^{ec}$ może być pokrywana wówczas z ponadpodstawowych rezerwowo-szczytowych kotłów wodnych lub poprzez dopalanie paliwa w kotle odzyskowym (rozdział 3), rys.3.1, 3.2. W przypadku zastosowania w układzie dopalania, niezależnie od poziomu mocy cieplnej $\dot{Q}_{g\,zn}^{G\text{-}P}$, stosuje się dwa wymienniki ciepła (l = 2, rys. 3.2), gdyż blok musi pokryć zapotrzebowanie na ciepło grzejne w całym zakresie temperatur. Maksymalna moc cieplna bloku gazowo-parowego ograniczona jest przez wielkość dostępnego strumienia pary upustowej. Maksymalny pobór pary grzejnej z upustu(-ów) musi zagwarantować, że pozostały przepływ strumienia kondensacyjnego zapewni dostateczne chłodzenie niskoprężnej części wirnika turbiny. Przepływ ten powinien wynosić od 7 do 9% dolotowego do turbiny strumienia produkowanej w kotle odzyskowym pary. W przypadku gdy para do odgazowania wody zasilającej kocioł odzyskowy jest pobierana z upustu turbiny parowej (rys. 3.2), wówczas w praktyce wartość względnego (odniesionego do dolotowego do turbiny strumienia produkowanej w kotle odzyskowym pary) wskaźnika potrzeb własnych pary do odgazowywacza wynosi około $\varepsilon_{odg} \cong 3\%$ przy maksymalnym poborze pary upustowej na cele grzejne ($\varepsilon_{odg} \cong$ 7 do 9% podczas pracy kondensacyjnej bloku). Gdy w kotle jest natomiast zabudowany parowacz deaeracyjny (rozdział 4), co zwiększa sprawność egzergetyczną bloku gazowo-parowego, wówczas $\varepsilon_{odg} = 0$.

W obliczeniach przyjęto stałą wartość sprawności wewnętrznej turbiny parowej:

$$\eta_i = \frac{i_w - i_k}{i_w - i_{ks}} \cong \frac{i_w - i_{ju}}{i_w - i_{jus}} = const \cdot \tag{5.6}$$

Istotną konsekwencją przyjęcia stałej wartości sprawności wewnętrznej turbiny jest zaniżenie efektu wpływu wzrostu temperatury pary dolotowej na jej moc bez zwiększenia wartości sprawności na skutek wzrostu stopnia suchości pary w końcowym punkcie ekspansji, i zawyżenie efektu termodynamicznego obliczonego bez obniżenia sprawności turbiny przy wzroście ciśnienia pary świeżej na skutek zwiększenia w części przepływowej fazy ciekłej [36]. Zalecana wartość stopnia suchości pary w końcowym punkcie ekspansji wynosi $x \cong 0{,}9$.

Strumienie masy pary wysoko- i niskociśnieniowej $\dot{m}_n$ i $\dot{m}_w$ wyrażają się kolejno wzorami (4.22) i (4.26) (podrozdział 4.3). Strumień masy $\dot{m}_w$ (w zależności od wartości η_{TG} i t_{wyl}^{TG}) jest kilkakrotnie razy większy od strumienia masy $\dot{m}_n$. Zmiana entalpii pary wysokociśnieniowej i_w zależy tylko od zmiany ciśnienia p_w, gdyż temperatura t_w ma stałą wartość i zależy tylko od temperatury spalin wylotowych z turbiny gazowej t_{wyl}^{TG} (rys. 4.1, 4.2) lub od temperatury dopalania t_{dop}^{KO} (w przypadku gdy w kotle odzyskowym konieczne jest dopalanie paliwa, temperatura t_w może być wyższa od t_{wyl}^{TG}). Dopalanie jest jednak zarówno ze względów termodynamicznych, jak i przeważnie ekonomicznych całkowicie nieuzasadnione (podrozdział 3.1). Zmiana entalpii pary niskociśnieniowej i_n jest funkcją ciśnień p_w i p_n oraz temperatury t_n. Zmiana wartości ciśnienia p_n i ciśnienia p_w wpływa bowiem na zmianę temperatury t_{wl}^n oraz na zmianę temperatury pary niskociśnieniowej $t_n = t_{wl}^n - (5 \div 10)K$. Ze względów termodynamicznych temperatury t_w, t_n powinny być jak najwyższe, ograniczone tylko temperaturą spalin w kotle odzyskowym. Zgodnie z II zasadą termodynamiki doprowadzenie ciepła w obiegu parowym następuje bowiem wówczas przy wyższej średniej temperaturze i maksymalizuje moc układu, przy czym oczywiście musi zachodzić: $t_w < t_{wyl}^{TG}\,(t_{dop}^{KO})$ oraz $t_n < t_{wl}^n$. Ze względów ekonomicznych różnice $t_{wyl}^{TG} - t_w$, $t_{wl}^n - t_n$ powinny być jednak optymalizowane, ponieważ zmniejszanie wartości różnic $t_{wyl}^{TG} - t_w$, $t_{wl}^n - t_n$ powoduje wzrost nakładów inwestycyjnych

na kocioł. W praktyce najczęściej $t^{TG}_{wyl} - t_w = (20 \div 40)\,K$ oraz, jak już zaznaczono, $t^n_{wl} - t_n = (5 \div 10)\,K$. Zmiana ciśnienia p_w wpływa na zmianę strumienia $\dot{m}_n$, bowiem zmianie, jak już zaznaczono, ulega temperatura t^n_{wl} z uwagi na zmiany wartości i_w, i'_w, t^w_s. Zmiana natomiast ciśnienia p_n w żadnym stopniu nie wpływa na zmianę strumienia $\dot{m}_w$. W przypadku układu z dopalaniem w licznikach wzorów na strumienie masy pary wysoko- i niskociśnieniowej $\dot{m}_w$ i $\dot{m}_n$ (wzory (4.22),(4.26)) oraz we wzorze na temperaturę t^n_{wyl}, t^n_{wl}, t^w_{wyl} (wzory (4.28),(4.24),(5.4)) należy za t^{TG}_{wyl} podstawić temperaturę t^{KO}_{dcp} (wzór (3.7)) (w przypadku dużego dopalania strumień masy $\dot{m}_n$ ma znikomą wartość i budowa kotła odzyskowego dwuciśnieniowego jest całkowicie technicznie i ekonomicznie nieuzasadniona). Jak już jednak zaznaczono, dopalanie jest termodynamicznie i najczęściej ekonomicznie nieopłacalne. Zależy to od relacji cen nośników energii (rozdział 3).

Optymalne wartości ciśnienia p_w i p_n pary dolotowej wysoko- i niskociśnieniowej gwarantujące spełnienie (5.2), wykorzystując technikę różniczkowania dla funkcji złożonej dwu zmiennych niezależnych, wynikają z warunków koniecznych:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial N^{TP}}{\partial p_w} = \dfrac{\partial N^{TP}}{\partial \dot{m}_w}\dfrac{\partial \dot{m}_w}{\partial p_w} + \dfrac{\partial N^{TP}}{\partial \dot{m}_n}\dfrac{\partial \dot{m}_n}{\partial p_w} + \dfrac{\partial N^{TP}}{\partial i_w}\dfrac{\partial i_w}{\partial p_w} + \dfrac{\partial N^{TP}}{\partial i_{ks}}\dfrac{\partial i_{ks}}{\partial p_w} + \\ \quad + \dfrac{\partial N^{TP}}{\partial i_n}\dfrac{\partial i_n}{\partial p_w} + \dfrac{\partial N^{TP}}{\partial t^n_{wyl}}\dfrac{\partial t^n_{wyl}}{\partial p_w} + \sum_{j=1}^{l}\dfrac{\partial N^{TP}}{\partial i_{jus}}\left(\dfrac{\partial i_{jus}}{\partial p_w}\right)_{\substack{s=s_w \\ p_{ju}=const}} = 0 \\ \dfrac{\partial N^{TP}}{\partial p_n} = \dfrac{\partial N^{TP}}{\partial \dot{m}_n}\dfrac{\partial \dot{m}_n}{\partial p_n} + \dfrac{\partial N^{TP}}{\partial i_n}\dfrac{\partial i_n}{\partial p_n} + \dfrac{\partial N^{TP}}{\partial t^n_{wyl}}\dfrac{\partial t^n_{wyl}}{\partial p_n} = 0 \end{cases} \tag{5.7}$$

przy czym:

$$\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial p_w} = \frac{\partial \dot{m}_w}{\partial i_w}\frac{\partial i_w}{\partial p_w} + \frac{\partial \dot{m}_w}{\partial i'_w}\frac{\partial i'_w}{\partial p_w} + \frac{\partial \dot{m}_w}{\partial t^w_s}\frac{\partial t^w_s}{\partial p_w}, \tag{5.8}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_n}{\partial p_w} = \frac{\partial \dot{m}_n}{\partial i_w}\frac{\partial i_w}{\partial p_w} + \frac{\partial \dot{m}_n}{\partial i'_w}\frac{\partial i'_w}{\partial p_w} + \frac{\partial \dot{m}_n}{\partial t^w_s}\frac{\partial t^w_s}{\partial p_w} + \frac{\partial \dot{m}_n}{\partial t^n_{wl}}\frac{\partial t^n_{wl}}{\partial p_w}, \tag{5.9}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_n}{\partial p_n} = \frac{\partial \dot{m}_n}{\partial i_n}\frac{\partial i_n}{\partial p_n} + \frac{\partial \dot{m}_n}{\partial i_n^{'}}\frac{\partial i_n^{'}}{\partial p_n} + \frac{\partial \dot{m}_n}{\partial t_s^n}\frac{\partial t_s^n}{\partial p_n} + \frac{\partial \dot{m}_n}{\partial t_{wl}^n}\frac{\partial t_{wl}^n}{\partial p_n}, \tag{5.10}$$

$$\frac{\partial t_{wyl}^n}{\partial p_w} = \frac{\partial t_{wyl}^n}{\partial i_w}\frac{\partial i_w}{\partial p_w} + \frac{\partial t_{wyl}^n}{\partial i_w^{'}}\frac{\partial i_w^{'}}{\partial p_w} + \frac{\partial t_{wyl}^n}{\partial i_n}\frac{\partial i_n}{\partial p_w} + \frac{\partial t_{wyl}^n}{\partial t_{wl}^n}\frac{\partial t_{wl}^n}{\partial p_w} + \frac{\partial t_{wyl}^n}{\partial t_s^w}\frac{\partial t_s^w}{\partial p_w}, \tag{5.11}$$

$$\frac{\partial t_{wyl}^n}{\partial p_n} = \frac{\partial t_{wyl}^n}{\partial i_n}\frac{\partial i_n}{\partial p_n} + \frac{\partial t_{wyl}^n}{\partial i_n^{'}}\frac{\partial i_n^{'}}{\partial p_n} + \frac{\partial t_{wyl}^n}{\partial t_{wl}^n}\frac{\partial t_{wl}^n}{\partial p_n} + \frac{\partial t_{wyl}^n}{\partial t_s^n}\frac{\partial t_s^n}{\partial p_n}, \tag{5.12}$$

$$\frac{\partial i_n}{\partial p_w} = \frac{\partial i_n}{\partial t_{wl}^n}\frac{\partial t_{wl}^n}{\partial p_w} = \frac{\partial t_{wl}^n}{\partial p_w}\left(\frac{\partial i_n}{\partial t_n}\right)_{p_n=const} \tag{5.13}$$

oraz:

$$\frac{\partial t_{wl}^n}{\partial p_w} = \frac{\partial t_{wl}^n}{\partial i_w}\frac{\partial i_w}{\partial p_w} + \frac{\partial t_{wl}^n}{\partial i_w^{'}}\frac{\partial i_w^{'}}{\partial p_w} + \frac{\partial t_{wl}^n}{\partial t_s^w}\frac{\partial t_s^w}{\partial p_w}, \tag{5.14}$$

$$\frac{\partial t_{wl}^n}{\partial p_n} = \frac{\partial t_{wl}^n}{\partial i_n^{'}}\frac{\partial i_n^{'}}{\partial p_n}. \tag{5.15}$$

Pochodna $\partial i_w / \partial p_w$ wyliczana jest przy t_w = const (tablica 5.1).

Wykorzystując własność przebiegu izobar w układzie i, s dla pary wodnej $(\partial i / \partial s)_{p=const} = T$:

$$\left(\frac{\partial i_{jus}}{\partial p_w}\right)_{\substack{s=s_w \\ p_{ju}=const}} = \begin{cases} \dfrac{\partial i_{jus}}{\partial s_w}\dfrac{\partial s_w}{\partial p_w} = T_{ju}\Big|_{\substack{s=s_w \\ p=p_{ju}}}\left(\dfrac{\partial s_w}{\partial p_w}\right)_{\substack{s=s_w \\ t_w=const}} & dla\ \ s_w > s''\big|_{p=p_{ju}} \\ \dfrac{\partial i_{jus}}{\partial s_w}\dfrac{\partial s_w}{\partial p_w} = T_s\Big|_{p=p_{ju}}\left(\dfrac{\partial s_w}{\partial p_w}\right)_{\substack{s=s_w \\ t_w=const}} & dla\ s_w < s''\big|_{p=p_{ju}} \end{cases} \tag{5.16}$$

dla skraplacza:

$$\frac{\partial i_{ks}}{\partial p_w} = \frac{\partial i_{ks}}{\partial s_w}\frac{\partial s_w}{\partial p_w} = T_s\Big|_{p=p_k}\frac{\partial s_w}{\partial p_w}. \tag{5.17}$$

Z równanie Clapeyrona - Clausiusa dla pary wodnej:

$$\frac{\partial t_s^w}{\partial p_w} = \left.\frac{T_s(v''-v')}{r}\right|_{p=p_w}, \tag{5.18}$$

$$\frac{\partial t_s^n}{\partial p_n} = \left.\frac{T_s(v''-v')}{r}\right|_{p=p_n}. \tag{5.19}$$

Wprowadzając do równania (5.2) równania (5.3) i (5.6), po wykonaniu operacji różniczkowania otrzymuje się dla przypadku $l = 2$ i $\dot{m}_{1u} = 0$:

$$\begin{cases}
\frac{\partial N^{TP}}{\partial p_w} = \eta_i \dot{m}_w \Big\{ \{1 - a + \frac{1}{\eta_i} c(d + f - l) + \frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_w}\frac{a}{b}(f-1)[\frac{1}{\eta_i} + b_1(g-1)]\left(\frac{\partial i_n}{\partial t_n}\right)_{p_n = const} + \\
+ b_1[e - l - g(d + f - l)] + (1-\eta_i)b_1 c_1[\frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_w} - \frac{b}{a}(t^n_{wyl} - t^{KO}_{kom})] - \frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_w}(\frac{1}{\eta_i} - 1)\} \frac{\partial i_w}{\partial p_w} + \\
+ \{a + b_1[g(d+f) - e] - \frac{1}{\eta_i} c(d+f) - \frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_w}\frac{af}{b}[\frac{1}{\eta_i} + b_1(g-1)]\left(\frac{\partial i_n}{\partial t_n}\right)_{p_n = const}\} \frac{\partial i'_w}{\partial p_w} + \\
+ \{b[\frac{b_1}{a}(e - gd - gf) - 1] + \frac{1}{\eta_i}\frac{bc}{a}(d+f) + \frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_w} f[\frac{1}{\eta_i} + b_1(g-1)]\left(\frac{\partial i_n}{\partial t_n}\right)_{p_n = const}\} \frac{\partial t_s^w}{\partial p_w} + \\
+ \{c_1[\frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_w} - \frac{b}{a}(t^n_{wyl} - t^{KO}_{kom})] - \frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_w} - 1\} \frac{\partial i_{ks}}{\partial p_w} + \{c_1(\eta_i b_1 - 1)[\frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_w} - \frac{b}{a}(t^n_{wyl} - t^{KO}_{kom})]\} \left(\frac{\partial i_{2us}}{\partial p_w}\right)_{\substack{s=s_w \\ p_{2u}=const}} \Big\} = 0 \\
\frac{\partial N^{TP}}{\partial p_n} = \dot{m}_n \Big\{ [1 - c + \eta_i b_1 (g-1)] \frac{\partial i_n}{\partial p_n} + (1 + \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_n})(c - \eta_i b_1 g)\frac{\partial i'_n}{\partial p_n} + \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_n}\frac{b}{a}(\eta_i b_1 g - c)\frac{\partial t_s^n}{\partial p_n} \Big\} = 0
\end{cases} \tag{5.20}$$

W przypadku układu jednociśnieniowego ($\dot{m}_n = 0$):

$$\begin{aligned}
\left(\frac{dN^{TP}}{dp_w}\right)_{i_w = const} = \eta_i \dot{m}_w \Big\{ & [1 - a - b_1 + a_1 e_1 + (1-\eta_i)b_1(e_1 + \frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_w} c_1 - \frac{b d_1}{a})] \frac{\partial i_w}{\partial p_w} + \\
& + (a - a_1 e_1)\frac{\partial i'_w}{\partial p_w} + \frac{b}{a}(a_1 e_1 - a)\frac{\partial t_s^w}{\partial p_w} + (e_1 - 1 + \frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_w} c_1 - \frac{b d_1}{a})\frac{\partial i_{ks}}{\partial p_w} + \\
& + (\eta_i b_1 - 1)(e_1 + \frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_w} c_1 - \frac{b d_1}{a})\left(\frac{\partial i_{2us}}{\partial p_w}\right)_{\substack{s=s_w \\ p_{2u}=const}} \Big\} = 0
\end{aligned} \tag{5.21}$$

gdzie:

$$a=\frac{i_w-i_{ks}}{i_w-i_w^{'}+c_w AT^w};\ b=\frac{i_w-i_{ks}}{t_{wyl}^{TG}-(t_s^w+\Delta T_{\min}^w)};\quad c=\frac{i_n-i_w+\eta_i(i_w-i_{ks})}{i_n-i_n^{'}+c_w AT^n};\tag{5.22}$$

$$d=\frac{c_w AT^n}{i_w-i_w^{'}+c_w AT^w};\qquad e=\frac{i_w-i_{wz}}{i_w-i_w^{'}+c_w AT^w};\quad f=\frac{i_w-i_n^{'}}{i_w-i_w^{'}+c_w AT^w};\tag{5.23}$$

$$g=\frac{i_n-i_{wz}}{i_n-i_n^{'}+c_w AT^n};\ a_1=\frac{i_{2us}-i_{ks}}{i_w-i_w^{'}+c_w AT^w};\ b_1=\frac{i_{2us}-i_{ks}}{i_w-\eta_i(i_w-i_{2us})-i_{wc}};\tag{5.24}$$

$$c_1=\frac{1}{i_w-\eta_i(i_w-i_{2us})-i_{wc}};\ d_1=\frac{t_{wyl}^{TG}-t_{kom}^{KO}}{i_w-\eta_i(i_w-i_{2us})-i_{wc}};\ e_1=\frac{i_w-i_{wz}}{i_w-\eta_i(i_w-i_{2us})-i_{wc}}.\tag{5.25}$$

Wpływ zmian temperatury t_n na wartość entalpii właściwej i_n i wartość pochodnej $\partial i_n/\partial p_n$ jest uwzględniany poprzez wprowadzenie szeregu funkcji $i_n=i_n(p_n)_{t_n=const}$ przy różnych temperaturach t_n, i w zależności od wartości temperatury t_{wl}^n podstawianie w trakcie obliczeń odpowiednich wartości i_n, $\partial i_n/\partial p_n$, wynikających z wartości temperatury $t_n=t_{wl}^n-(5\div 10)\ K$. W obliczeniach przyjmowano siedem wartości temperatury t_n: 200, 210, 220, 230, 240, 250 lub 260°C, obejmujących cały zakres zmian temperatury t_{wl}^n dla zmian $p_w\in\langle 10;160\ bar\rangle$, $p_n\in\langle 1;20\ bar\rangle$ oraz $t_{wyl}^{TG}\in\langle 480;600\,^{\circ}\mathrm{C}\rangle$. W przypadku zastosowania w elektrociepłowni kotła odzyskowego w układzie równoległym o wartości temperatury t_n równej temperaturze wody zasilającej wylotowej z ekonomizera wysokociśnieniowego, $t_n=t_{wyl}^{eko}=t_s^w-AT^w$ (podrozdział 4.2.1, rys. 4.2b), wówczas temperatura t_n nie zależy od ciśnienia p_n i równocześnie przestaje istnieć równanie (4.24). Zmianie ulega tym samym równanie (4.22) itd. (strumień $\dot{m}_n$ wyznacza się wówczas wykorzystując bilans energii analogicznie jak np. w równaniu (4.8), zastępując indeks *śr* indeksem *n*).

W tej sytuacji np. w zależności (5.13) temperaturę t_{wl}^{n} należy zastąpić temperaturą t_s^w. Równocześnie należy rozszerzyć, zgodnie z przyjętym do obliczeń zakresem zmian ciśnienia p_w, zakres zmian temperatury $t_n = t_s^w - AT^w$ w celu wyznaczania wartości i_n, s_n, $\partial i_n / \partial t_n$.

W sezonie letnim blok gazowo-parowy najczęściej pracuje w układzie kondensacyjnym (wartości optymalnych ciśnień różnią się wówczas od optymalnych ciśnień dla sezonu grzewczego będących funkcją mocy cieplnej bloku), bez poboru pary grzejnej ($\dot{m}_{1u} = 0$, $\dot{m}_{2u} = 0$). Wówczas za wartości wielkości pomocniczych a_1, b_1, c_1, d_1, e_1 w układzie równań (5.20) i równaniu (5.21) należy podstawić zero (jest to równocześnie równoznaczne z założeniem $\varepsilon_{odg} = 0$, co jednak tylko w nieznacznym stopniu obniża wartość optymalnego ciśnienia pracy kondensacyjnej bloku, w przypadku gdy para do odgazowywacza pobierana jest z upustu turbiny parowej). Również gdy $\dot{Q}_{sp}\Big|_{\substack{t_{wyl}^{n} \\ t_{kom}^{KO}}} \geq \dot{Q}_g$ $a_1 \div e_1 = 0$. Jak już zaznaczono, w celu uogólnienia rozważań należy za moc $\dot{Q}_g$ w układzie równań (5.20) i równaniu (5.21) podstawić wielkość $\dot{Q}_g = \zeta \, N_{el}^{TG}(1+\kappa)/\sigma_{z\min}^{G-P}$. W przypadku kotła z dopalaniem w wielkościach pomocniczych b oraz d_1 za temperaturę t_{wyl}^{TG} należy podstawić temperaturę t_{dop}^{KO} (wzór (3.7)).

5.3. Wyniki obliczeń optymalizacyjnych

W celu rozwiązania metodą kolejnych przybliżeń nieliniowego układu równań (5.20) i równania (5.21) funkcje $i_w = i_w(p_w)_{t_w=const}$, $s_w = s_w(p_w)_{t_w=const}$, $i_n = i_n(p_n)_{t_n=const}$, $s_n = s_n(p_n)_{t_n=const}$, $i_n = i_n(t_n)_{p_n=const}$, $i' = i'(p_w)$, $i' = i'(p_n)$, $t_{1u} = t_{1u}(s)_{p_{1u}=5,2bar}$, $t_{2u} = t_{2u}(s)_{p_{2u}=1,6bar}$, $\partial t_s^w / \partial p_w(p_w)$, $\partial t_s^n / \partial p_n(p_n)$, $i_{1us} = i_{1us}(s)$ oraz $i_{2us} = i_{2us}(s)$ aproksymowano następującymi zależnościami, wykorzystując w tym celu tablice parowe dla wody [49]:

$$\frac{\partial t_s^w}{\partial p_w} = 24{,}744202\, p_w^{-0{,}7626} \quad [K/bar], \; p_w \in \langle 10;160\ bar \rangle, \tag{5.26}$$

$$\frac{\partial t_s^n}{\partial p_n} = 25{,}318475\, p_n^{-0{,}7487} \quad [K/bar];\ p_n \in \langle 1;20\ bar \rangle . \tag{5.27}$$

Dla pary przegrzanej s > s":

$$s''\big|_{p_{1u}=5{,}2bar} = 6{,}8092 \quad kJ/(kg \cdot K)$$

$$t_{1u}\big|_{p_{1u}=5{,}2bar} = 70{,}577s^2 - 774{,}04s + 2151{,}2 \quad [^0C];\ s \in \langle 6{,}8092;\ 7{,}8082\ kJ/(kg \cdot K) \rangle \tag{5.28}$$

$$i_{1us}\big|_{p_{1u}=5{,}2bar} = 129{,}26s^2 - 1348{,}5s + 5939{,}9 \quad [kJ/kg];\ s \in \langle 6{,}8092;\ 7{,}8082\ kJ/(kg \cdot K) \rangle \tag{5.29}$$

$$s''\big|_{p_{2u}=1{,}6bar} = 7{,}2032 \quad kJ/(kg \cdot K)$$

$$t_{2u}\big|_{p_{2u}=1{,}6bar} = 62{,}367s^2 - 712{,}71s + 2011{,}1 \quad [^0C];\ s \in \langle 7{,}2032;\ 7{,}8140\ kJ/(kg \cdot K) \rangle \tag{5.30}$$

$$i_{2us}\big|_{p_{2u}=1{,}6bar} = 111{,}88s^2 - 1229{,}8s + 5750{,}6 \quad [kJ/kg];\ s \in \langle 7{,}2032;\ 7{,}8140\ kJ/(kg \cdot K) \rangle . \tag{5.31}$$

W równaniach 5.28÷5.31 za s należy podstawiać wartość s_w.

Dla pary mokrej:

$$t_{1u} = t_s\big|_{p_{1u}=5{,}2bar} = 153{,}25\,^{\circ}C$$

$$s'\big|_{p_{1u}=5{,}2bar} = 1{,}8745\ kJ/(kg \cdot K)$$

$$i_{1us}\big|_{p_{1u}=5{,}2bar} = 646{,}2 + (s_w - 1{,}8745)(153{,}25 + 273{,}15)[kJ/kg] \quad \text{dla} \quad s_w \le 6{,}8092\ [kJ/(kg \cdot K)] \tag{5.32}$$

$$t_{2u} = t_s\big|_{p_{2u}=1{,}6bar} = 113{,}32\,^{\circ}C$$

$$s'\big|_{p_{2u}=1{,}6bar} = 1{,}4550\ kJ/(kg \cdot K)$$

$$i_{2us}\big|_{p_{2u}=1{,}6bar} = 475{,}38 + (s_w - 1{,}4550)(113{,}32 + 273{,}15)[kJ/kg] \quad \text{dla } s_w \le 7{,}2032\ [kJ/(kg \cdot K)] \tag{5.33}$$

Entalpia właściwa wody w punkcie pęcherzyków:

$$i' = 409{,}76\, p_w^{0{,}2667}\ [kJ/kg];\ p_w \in \langle 10;\ 160\ bar \rangle, \tag{5.34}$$

$$i'' = 421{,}06\, p_n^{0{,}2579}\ [kJ/kg];\ p_n \in \langle 1;20\ bar \rangle. \tag{5.35}$$

Krzywe określające entalpie właściwe i_w, i_n aproksymowano trójmianem kwadratowym. Wartości współczynników A, B, C w równaniach regresji $i_{w,n} = Ap_{w,n}^2 + Bp_{w,n} + C$ zebrano w poniższych tablicach.

Wartości współczynników A, B i C w równaniu regresji
$i_w = Ap_w^2 + Bp_w + C;\ p_w \in \langle 10;\ 160\ bar \rangle;\ t_w = const$

Tablica 5.1

		A	B	C
i_w [kJ/kg]	t_w=560 °C	-0,0005	-0,8799	3617,9
	t_w=540 °C	-0,0006	-0,9355	3574,7
	t_w=520 °C	-0,0007	-0,9931	3531,7
	t_w=500 °C	-0,0009	-1,0588	3489,0
	t_w=480 °C	-0,0012	-1,1226	3446,4
	t_w=460 °C	-0,0016	-1,1932	3404,1

Wartości współczynników A, B i C w równaniu regresji
$i_n = Ap_n^2 + Bp_n + C;\ p_n \in \langle 1;\ 20\ bar \rangle;\ t_n = const$

Tablica 5.2

		A	B	C
i_n [kJ/kg]	t_n=260 °C	-0,0225	-3,0067	2997,1
	t_n=250 °C	-0,0279	-3,1806	2977,4
	t_n=240 °C	-0,0342	-3,3804	2957,7
	t_n=230 °C	-0,0432	-3,5821	2938,0
	t_n=220 °C	-0,0543	-3,8125	2918,5
	t_n=210 °C	-0,0662	-4,0887	2899,0*
	t_n=200 °C	-0,0807	-4,4038	2879,6**

* dla zakresu ciśnień $p_n \in \langle 1;18\ bar \rangle$

** dla zakresu ciśnień $p_n \in \langle 1;15\ bar \rangle$

Jak już wcześniej zaznaczono, dla danej temperatury t_w w zależności od temperatury t_{wl}^n, będącej funkcją ciśnień p_w i p_n, w trakcie obliczeń podstawiane

były odpowiednie wartości i_n i $\partial i_n/\partial p_n$, wynikające z wartości temperatury $t_n = t_{wl}^n - (5 \div 10\ K)$.

Funkcje opisujące entropię właściwą s_w i s_n aproksymowano równaniem logarytmicznym.

Wartości współczynników A i B w równaniu regresji

$$s_w = A \ln p_w + B;\ p_w \in \langle 10; 160\ bar \rangle;\ t_w = const$$

Tablica 5.3

		A	B
s_w [kJ/(kg·K)]	t_w=560 °C	-0,5061	9,1111
	t_w=540 °C	-0,5107	9,0704
	t_w=520 °C	-0,5158	9,0305
	t_w=500 °C	-0,5065	8,9440
	t_w=480 °C	-0,5290	8,9555
	t_w=460 °C	-0,5377	8,9219

Wartości współczynników A i B w równaniu regresji

$$s_n = A \ln p_n + B;\ p_n \in \langle 1; 20\ bar \rangle;\ t_n = const$$

Tablica 5.4

		A	B
s_n [kJ/(kg·K)]	t_n=260 °C	-0,4898	8,0865
	t_n=250 °C	-0,4928	8,0505
	t_n=240 °C	-0,4963	8,0142
	t_n=230 °C	-0,5004	7,9776
	t_n=220 °C	-0,5048	7,9404
	t_n=210 °C	-0,5071	7,8998*
	t_n=200 °C	-0,5056	7,8552**

* dla zakresu ciśnień $p_n \in \langle 1;18\ bar \rangle$

** dla zakresu ciśnień $p_n \in \langle 1;15\ bar \rangle$

Krzywą regresji:

$$(di_n/dt_n)_{pn=const} = 0{,}0204\,p_n + 1{,}9834\ [kJ/(kg \cdot K)] \tag{5.36}$$

otrzymano po uprzednim wyznaczeniu funkcji $i_n = i_n(t_n)_{pn=const}$ aproksymujących entalpię właściwą i_n w funkcji temperatury $t_n \in \langle 180;\ 370°C \rangle$ (np. dla p_n = 5 bar $i_n = 2{,}082 t_n + 2439{,}4\ [kJ/kg]$). Wartość współczynników A nachylenia prostej $i_n = At_n + B$ przy p_n = const zebrano w poniższej tablicy.

Tablica 5.5

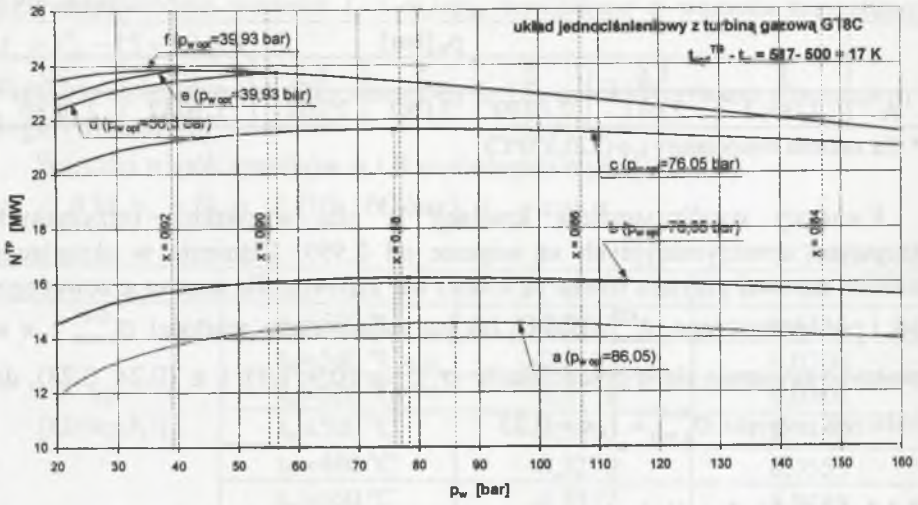
	p_n [bar]						
	1	1,6	2	5	5,2	10	20
A	2,0012	2,011	2,0199	2,082	2,0971	2,2042	2,3836*

* dla zakresu temperatury $t_n \in \langle 220;370°C \rangle$

Kwadraty współczynników korelacji R^2 dla wszystkich otrzymanych krzywych aproksymacyjnych są większe od 0,999. Ciśnienie w skraplaczu turbiny parowej przyjęto równe p_k = 0,05 bar zarówno dla sezonu grzewczego, jak i pozagrzewczego, t_{kam}^{KO}=100°C. Jak już wspomniano, wartości $\sigma_{z\,\min}^{G-P}$ i κ w praktyce zawierają się w przedziałach: $\sigma_{z\,\min}^{G-P} \in \langle 0,9;\ 1,1 \rangle$, $\kappa \in \langle 0,24;\ 0,28 \rangle$, do obliczeń przyjęto $\sigma_{z\,\min}^{G-P} = 1$, $\kappa = 0,25$.

5.3.1. Układ jednociśnieniowy

Przykładowe wielowariantowe obliczenia przy różnych poziomach ciśnień p_w wykonano dla układu z turbiną gazową GT8C o mocy N_{el}^{TG} = 52,8 MW, sprawności η_{TG} = 34,41% i t_{wyl}^{TG} = 517°C (rys. 5,1, 5.2). Maksymalna moc cieplna bloku gazowo-parowego (bez dopalania) wynosi 66 MW (ζ=1). Moc ta (wzór (5.3)) uzyskiwana jest łącznie w wymiennikach ciepła zasilanych parą upustową z turbiny parowej oraz w wymienniku *spaliny – woda sieciowa* zabudowanym w końcowej strefie kotła odzyskowego w zakresie niskich temperatur spalin (rys. 4.1, 4.2). Na rys. 5.1, 5.2 przedstawiono dwie krzywe mocy, i przyrostu mocy, turbiny parowej dla dwóch wartości ζ = 1. Jedna, gdy znamionowa moc cieplna bloku gazowo-parowego równa się znamionowej mocy cieplnej elektrociepłowni $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} = \dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$, druga, gdy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} < 0,7\dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$. W pierwszym przypadku czynne są dwa upusty pary grzejnej: jeden o ciśnieniu pary p_{1u} = 5,2 bar i temperaturze nasycenia pary grzejnej 153°C, oraz drugi o ciśnieniu p_{2u} = 1,6 bar i temperaturze nasycenia 113°C. Łączny strumień pary upustowej (łącznie z parą do odgazowywacza; $\varepsilon_{odg} \cong 0,03\dot{m}_w$) wynosi wówczas $\dot{m}_{1u\,\max} + \dot{m}_{2u\,\max} + 0,03\dot{m}_w \cong 0,93\dot{m}_w$, przy czym stosunek maksymalnych strumieni pary zasilających wymienniki ciepłownicze wynosi $\dot{m}_{1u\,\max} / \dot{m}_{2u\,\max} \cong 1,06$ (przyrosty temperatury wody sieciowej w obu połączonych szeregowo wymiennikach ciepła są wówczas jednakowe i wynoszą 40 K). W drugim przypadku istnieje tylko jeden upust o ciśnieniu p_{2u} =1,6 bar i obowiązuje równanie (5.21).



Rys. 5.1. Moc jednociśnieniowej turbiny parowej w funkcji ciśnienia pary świeżej produkowanej w jednociśnieniowym kotle odzyskowym (odpowiednio dla wartości parametru ζ : a – $\zeta = 1$, $m_{1u}/m_w = 0{,}466$, $m_{2u}/m_w = 0{,}44$; b – $\zeta = 1$, $m_{1u} = 0$; c – $\zeta = 0{,}5$, $m_{1u} = 0$; d – $\zeta = 0{,}3$, $m_{1u} = 0$; e – $\zeta = 0{,}2626$, $m_{1u} = 0$; f – $\zeta = 0$, $m_{1u} = m_{2u} = 0$, $\varepsilon_{odg} = 0$)

Fig. 5.1. Power of the single pressure steam turbine as a function of the steam pressure after single pressure HRSG (for the value of parameter ζ respectively: a – $\zeta = 1$, $m_{1u}/m_w = 0{,}466$, $m_{2u}/m_w = 0{,}44$; b – $\zeta = 1$, $m_{1u} = 0$; c – $\zeta = 0{,}5$, $m_{1u} = 0$; d – $\zeta = 0{,}3$, $m_{1u} = 0$; e – $\zeta = 0{,}2626$, $m_{1u} = 0$; f – $\zeta = 0$, $m_{1u} = m_{2u} = 0$, $\varepsilon_{odg} = 0$)

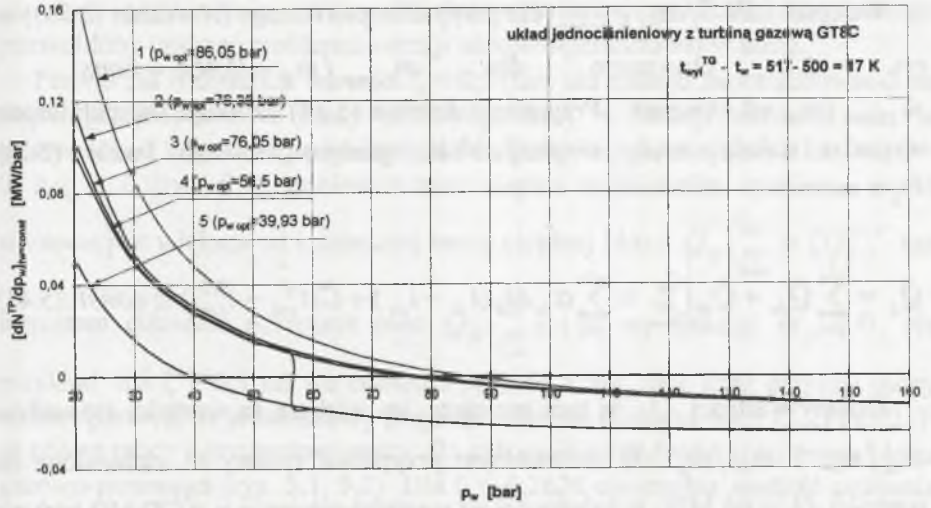
W pierwszym przypadku (tzn. gdy czynne są dwa upusty) z uwagi na niemożność wyliczenia z równania (5.3) równocześnie strumieni $\dot{m}_{1u}$ i $\dot{m}_{2u}$ należy w równaniu (5.2):

$$N^{TP} = \dot{m}_w (i_w - i_k) - \sum_{j=1}^{2} \alpha_{ju} \dot{m}_w (i_{ju} - i_k) \rightarrow \max , \tag{5.37}$$

założyć:

$$\alpha_{ju} = \frac{\dot{m}_{ju}}{\dot{m}_w} = const , \tag{5.38}$$

i wówczas otrzymuje się:



Rys. 5.2. Przyrost mocy jednociśnieniowej turbiny parowej przypadający na jednostkowy przyrost ciśnienia pary świeżej produkowanej w kotle odzyskowym jednociśnieniowym (odpowiednio dla wartości parametru ζ : 1 – $\zeta = 1$, $m_{1u}/m_w = 0{,}466$, $m_{2u}/m_w = 0{,}44$; 2 – $\zeta = 1$, $m_{1u} = 0$; 3 – $\zeta = 0{,}5$, $m_{1u} = 0$; 4 – $\zeta = 0{,}3$, $m_{1u} = 0$; 5 –$\zeta = 0$, $m_{1u} = m_{2u} = 0$, $\varepsilon_{odg} = 0$)

Fig. 5.2. Steam turbine power increase resulted from unitary increase of steam pressure after single pressure HRSG (for the value of parameter ζ respectively: 1 – $\zeta = 1$, $m_{1u}/m_w = 0{,}466$, $m_{2u}/m_w = 0{,}44$; 2 – $\zeta = 1$, $m_{1u} = 0$; 3 – $\zeta = 0{,}5$, $m_{1u} = 0$; 4 – $\zeta = 0{,}3$, $m_{1u} = 0$; 5 – $\zeta = 0$, $m_{1u} = m_{2u} = 0$, $\varepsilon_{odg} = 0$)

$$\left(\frac{dN^{TP}}{dp_w}\right)_{t_w=\text{const}} = \eta_i \dot{m}_w \left\{(1-a)\frac{\partial i_w}{\partial p_w} + a\frac{\partial i'_w}{\partial p_w} - b\frac{\partial t_s^w}{\partial p_w} - \frac{\partial i_{ks}}{\partial p_w} + \right.$$

$$\left. + \sum_{j=1}^{2} \alpha_{ju}\left[a_{ju}\left(\frac{\partial i_w}{\partial p_w} - \frac{\partial i'_w}{\partial p_w}\right) + b_{ju}\frac{\partial t_s^w}{\partial p_w} + \frac{\partial i_{ks}}{\partial p_w} - \left(\frac{\partial i_{jus}}{\partial p_w}\right)_{\substack{s=s_w \\ p_{ju}=\text{const}}}\right]\right\} = 0 \tag{5.39}$$

gdzie:

$$a_{ju} = \frac{i_{jus} - i_{ks}}{i_w - i'_w + c_w A T^w}; \qquad b_{ju} = \frac{i_{jus} - i_{ks}}{t_{wyl}^{TG} - (t_s^w + \Delta T_{\min}^w)}. \tag{5.40}$$

W przypadku kotła z dopalaniem w wielkości pomocniczej b_{ju} za temperaturę t_{wyl}^{TG} należy podstawić temperaturę t_{dop}^{KO} (wzór (3.7)).

Wartości $\left(dN^{TP}/dp_w\right)_{\dot{m}_w=const}$ dla przypadku pierwszego (równanie (5.39)) na rys. 5.2 otrzymano dla $\dot{m}_{1u\max}/\dot{m}_w = 0{,}466 = const$ i $\dot{m}_{2u\max}/\dot{m}_w = 0{,}44 = \text{const}$. Przyjęcie założenia (5.38) skutkuje niespełnieniem warunku stałości mocy cieplnej bloku gazowo-parowego (wzór (5.3)), $\dot{Q}_g \equiv \text{const}$:

$$\dot{Q}_g = \sum_{j=1}^{2} \dot{Q}_{ju} + \dot{Q}_{sp}\Big|_{t_{kom}^{KO}}^{t_{wyl}^{w}} = \sum_{j=1}^{2} \alpha_{ju}\dot{m}_w(i_{ju} - i_{wc}) + \dot{C}(t_{wyl}^{w} - t_{kom}^{KO}) \equiv const \quad (5.41)$$

Zmiany wartości $\dot{Q}_g$ są tym mniejsze, im większe są wartości stosunków $\dot{m}_{1u}/\dot{m}_w$ i $\dot{m}_{2u}/\dot{m}_w$. W rozważanym przypadku zmiany te, odniesione do wartości $\dot{Q}_g$ = 66 MW, w zależności od wartości ciśnienia $p_w \in \langle 20;160\ \text{bar}\rangle$ nie przekraczały 3%. Optymalna wartość ciśnienia wynosi w tym przypadku $p_{w\,opt}$ = 86,05 bar. W sytuacji gdy $\zeta = 1$, $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} < 0{,}7\dot{Q}_{c\max}^{ec}$ i $\dot{m}_{1u} = 0$ ($\dot{Q}_g$ = 66 MW = const, wówczas $\dot{m}_{2u}/\dot{m}_w = \text{var}$), optymalna wartość ciśnienia wynikająca z (5.21) wynosi $p_{w\,opt}$ = 78,35 bar (rys. 5.1, 5.2).

Wartość stosunku ζ = 0,5 i $\dot{m}_{1u} = 0$ odpowiada równocześnie sytuacji, gdy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} = \dot{Q}_{c\max}^{ec}$, tzn. pracy bloku w sezonie grzewczym dla średniej mocy cieplnej elektrociepłowni $\dot{Q}_c^{G-P} = \dot{Q}_{c\,z\,śr}^{ec}\big|_0^{\tau_z} \cong 0{,}5\dot{Q}_{c\max}^{ec}$ (wówczas bowiem czynny jest tylko drugi upust), oraz sytuacji gdy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} < 0{,}7\dot{Q}_{c\max}^{ec}$. Stopień suchości pary dla tych przypadków w końcowym punkcie ekspansji jest mniejszy od 0,88 (wartość wewnętrznej sprawności turbiny parowej η_i przyjęto równą 0,84).

Krzywa $\zeta = 0$, $\varepsilon_{odg} = 0$ odpowiada całkowicie kondensacyjnej pracy bloku gazowo-parowego przy całkowicie zamkniętych upustach: $\dot{m}_{1u} = \dot{m}_{2u} = 0$. Strumień $\dot{m}_w$ jest wówczas całkowicie kondensowany. Praca taka odpowiada również sytuacji, gdy w sezonie pozagrzewczym konieczna moc cieplna $\dot{Q}_{l\,cwu}^{ec}$ tylko do przygotowania ciepłej wody użytkowej (c.w.u.) dostarczana jest wyłącznie z wymiennika ciepła *spaliny – woda sieciowa* zabudowanego w końcowej strefie kotła w zakresie niskich temperatur spalin - rys. 4.1, 4.2. Optymalne ciśnienie pary jest równe wówczas $p_{w\,opt}$ = 39,93 bar. Odgazowanie kondensatu w przypadku całkowicie kondensacyjnej pracy bloku gazowo-parowego powinno odbywać się w parowaczu deaeracyjnym (podrozdział 4.1),

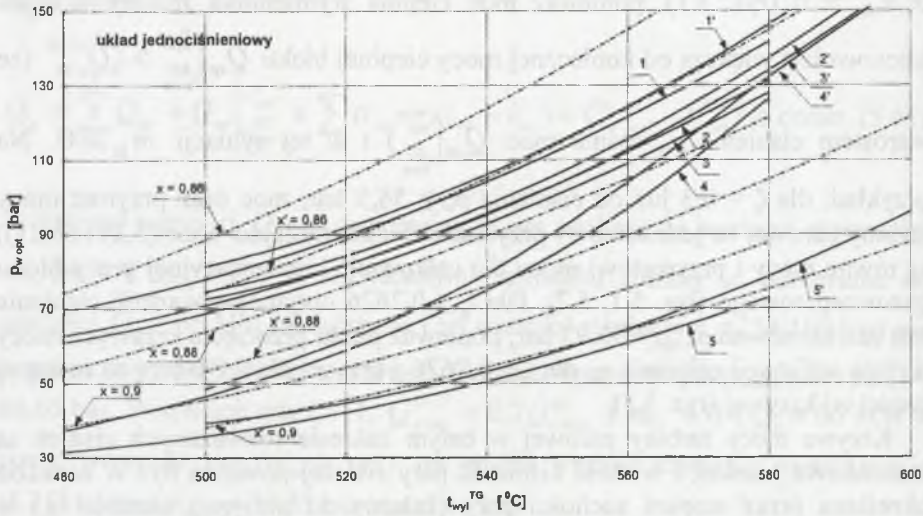
co obok podniesienia sprawności jednociśnieniowego kotła odzyskowego pozwoliłoby uniknąć problemu korozji niskotemperaturowej w kotle.

Prawie dla wszystkich wartości $\zeta < 0,5$ (tzn. dla małego zapotrzebowania na ciepło grzejne) krzywe mocy turbiny parowej w funkcji ciśnienia p_w w zależności od wartości ζ częściowo lub całkowicie pokrywają się z krzywą $\zeta = 0$; $\varepsilon_{odg} = 0$ (rys. 5.1), ponieważ moc cieplna wymiennika *spaliny – woda sieciowa* jest większa od koniecznej mocy cieplnej bloku $\dot{Q}_{sp}\Big|_{t_{kom}^{KO}}^{t_{wyl}^{w}} > \zeta \dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ (ze wzrostem ciśnienia p_w rośnie moc $\dot{Q}_{sp}\Big|_{t_{kom}^{KO}}^{t_{wyl}^{w}}$) i w tej sytuacji $\dot{m}_{ju} = 0$. Na przykład, dla $\zeta = 0,3$ już od ciśnienia $p_w \geq 56,5$ bar, moc oraz przyrost mocy turbiny parowej na jednostkowy przyrost ciśnienia (kolejno wzór (5.2) i (5.21)) są równe mocy i przyrostowi mocy dla całkowicie kondensacyjnej pracy bloku gazowo-parowego (rys. 5.1, 5.2). Dla $\zeta \leq 0,2626$ optymalna wartość ciśnienia jest zawsze równa $p_{w\,opt} = 39,93$ bar, ponieważ punkt przecięcia krzywych mocy turbiny w funkcji ciśnienia p_w dla $\zeta \leq 0,2626$ z krzywą dla $\zeta = 0$ leżą na rosnącej części tej krzywej (rys. 5.1).

Krzywe mocy turbiny parowej w całym zakresie rozważanych ciśnień są stosunkowo płaskie, i wartość ciśnienia pary świeżej powinna być w zasadzie określana przez stopień suchości pary (zależny od przyjętej wartości η_i) w końcowym punkcie ekspansji w skraplaczu turbiny parowej (rys. 5.1). W obliczeniach przyjęto $\eta_i = 0,84$ (przyjęcie innej wartości η_i w nieznacznym stopniu spowoduje zmianę wartości ciśnień optymalnych). Na przykład jako optymalną wartość ciśnienia dla układu z turbiną gazową GT8C dla przypadku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} = \dot{Q}_{c\max}^{ec}$, dla całego rocznego czasu pracy elektrociepłowni τ_R, można przyjąć $p_{w\,opt} = 55$ bar przy wartości stopnia suchości pary równej $x = 0,9$. Obniżenie mocy turbiny parowej dla okresu pozagrzewczego τ_l odniesione do mocy przy ciśnieniu $p_{w\,opt} = 39,93$ bar i $p_{w\,opt} = 76,05$ bar dla sezonu grzewczego τ_z jest bowiem nieznaczne - rys. 5.1.

W przypadku elektrowni sprawność wewnętrzna turbiny parowej η_i nie wpływa na $p_{w\,opt}$ (wzór (5.21); $a_1 \div e_1 = 0$). W obliczeniach założono bowiem stałą wartość sprawności η_i (wzór (5.6)) z uwagi na trudności w ustaleniu zmian jej wartości w funkcji zmian ciśnienia pary świeżej. Jak już zaznaczono, istotną konsekwencją takiego założenia jest nieuwzględnianie efektu zmian stopnia suchości pary w końcowym punkcie ekspansji spowodowanymi rzeczywistymi zmianami η_i. W przypadku elektrociepłowni ze wzrostem η_i nieznacznie rosną wartości $p_{w\,opt}$ (maleje natomiast oczywiście stopień suchości pary x). Na przykład dla $\zeta = 0,5$ i $\eta_i = 0,84$ $p_{w\,opt} = 76,05$ bar (rys. 5.1), natomiast dla $\eta_i = 0,86$ $p_{w\,opt} = 76,3$ bar. Zmiana sprawności turbozespołu gazowego η_{TG} w przypadku elektrociepłowni w niewielkim stopniu wpływa na zmianę wartości

ciśnienia optymalnego $p_{w\,opt}$. Na przykład dla $\zeta = 1$: dla $\eta_{TG} = 0{,}3441$ $p_{w\,opt} = 78{,}348$ bar, dla $\eta_{TG} = 0{,}32$ $p_{w\,opt} = 77{,}878$ bar, dla $\eta_{TG} = 0{,}3$ $p_{w\,opt} = 77{,}512$ bar, dla $\zeta = 0{,}5$: dla $\eta_{TG} = 0{,}36$ $p_{w\,opt} = 76{,}218$ bar, dla $\eta_{TG} = 0{,}3441$ $p_{w\,opt} = 76{,}051$ bar, dla $\eta_{TG} = 0{,}32$ $p_{w\,opt} = 75{,}814$ bar, dla $\eta_{TG} = 0{,}3$ $p_{w\,opt} = 75{,}627$ bar. W przypadku elektrowni ciśnienie $p_{w\,opt}$ nie zależy od η_{TG}.



Rys. 5.3. Optymalna wartość ciśnienia pary świeżej produkowanej w jednociśnieniowym kotle odzyskowym w funkcji temperatury spalin wylotowych z turbiny gazowej (x, 1-5 – optymalna wartość ciśnienia $p_{w\,opt}$ dla $t_{wyl}^{TG} - t_w = 20$K; x', 1'-5' – $p_{w\,opt}$ dla $t_{wyl}^{TG} - t_w = 40$K – odpowiednio dla wartości parametru ζ: 1, 1' – $\zeta = 1$, $m_{1u}/m_w = 0{,}466$, $m_{2u}/m_w = 0{,}44$; 2, 2'– $\zeta = 1$, $m_{1u} = 0$; 3, 3'– $\zeta = 0{,}5$, $m_{1u} = 0$; 4, 4'– $\zeta = 0{,}3$, $m_{1u} = 0$; 5, 5'– $\zeta = 0$, $m_{1u} = m_{2u} = 0$, $\varepsilon_{odg} = 0$)

Fig. 5.3. Optimal pressure of steam produced in single pressure HRSG as a function of turbine exhaust gas temperature (x, 1-5 – optimal pressure $p_{w\,opt}$ for $t_{wyl}^{TG} - t_w = 20$K; x', 1'-5' – $p_{w\,opt}$ dla $t_{wyl}^{TG} - t_w = 40$K – for the value of parameter ζ respectively: 1, 1' – $\zeta = 1$, $m_{1u}/m_w = 0{,}466$, $m_{2u}/m_w = 0{,}44$; 2, 2'– $\zeta = 1$, $m_{1u} = 0$; 3, 3'– $\zeta = 0{,}5$, $m_{1u} = 0$; 4, 4'– $\zeta = 0{,}3$, $m_{1u} = 0$; 5, 5'– $\zeta = 0$, $m_{1u} = m_{2u} = 0$, $\varepsilon_{odg} = 0$)

W celu uogólnienia rozważań doboru optymalnych wartości ciśnienia pary p_w wykonano obliczenia dla szerokiego zakresu zmian temperatury spalin wylotowych z turbiny gazowej $t_{wyl}^{TG} \in \langle 480; 600\ ^0C \rangle$ (w praktyce obejmującego w zasadzie wszystkie produkowane turbiny gazowe), oraz dla wartości spiętrzenia temperaturowego $\Delta t = t_{wyl}^{TG} - t_w = 20$ i 40 K. Sprawność

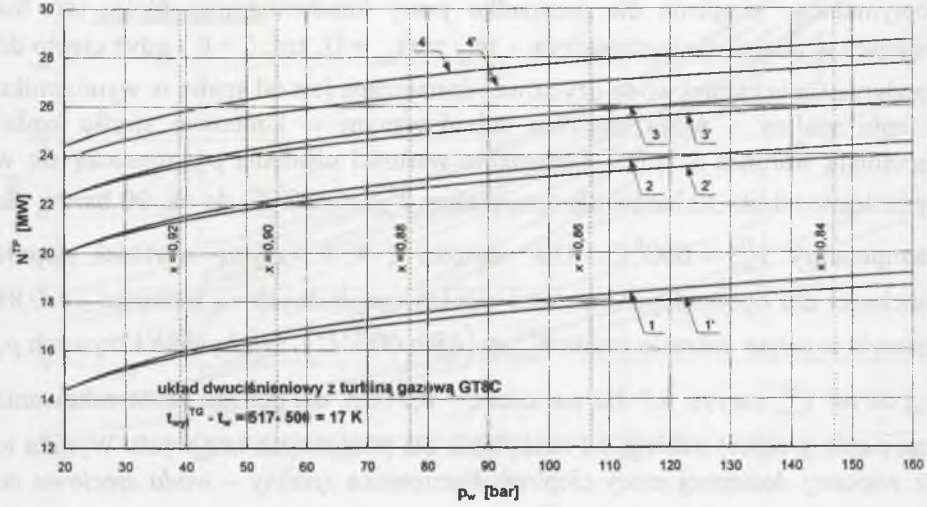
wewnętrzną turbiny parowej przyjęto równą η_i = 0,84 oraz sprawności turbozespołu gazowego η_{TG} = 0,34. Wyniki wielowariantowych obliczeń $p_{w\ opt}$ dla wartości ζ = 0; 0,3; 0,5 i 1 przedstawiono na rys. 5.3. Na rysunku tym naniesiono również siatkę krzywych stopnia suchości pary x w skraplaczu turbiny parowej. Zalecana wartość stopnia suchości pary w końcowym punkcie ekspansji, jak już zaznaczono, wynosi $x \cong 0{,}9$. Tylko w zasadzie krzywe optymalnego ciśnienia dla przypadku pracy kondensacyjnej bloku (co ma miejsce w okresie pozagrzewczym - $\dot{m}_{1u} = \dot{m}_{1u} = 0$, tzn. $\zeta = 0$ - gdyż ciepło do podgrzewania ciepłej wody użytkowej dostarczane jest od spalin w wymienniku ciepła spaliny – woda sieciowa zabudowanym w końcowej strefie kotła) spełniają warunek $x \cong 0{,}9$. Optymalne wartości ciśnienia p_w mieszczą się w przedziale od ok. 30 barów dla temperatury $t_{wyl}^{TG} = 480^0 C$ do ok. 90 barów dla temperatury $t_{wyl}^{TG} = 600^0 C$. Dla wartości $\zeta > 0$ krzywe wartości stopnia suchości dla optymalnych wartości ciśnień optymalnych są mniejsze od 0,88 prawie w całym zakresie zmian $t_{wyl}^{TG} \in \langle 480; 600^0 C \rangle$. Nachylenie krzywych $p_{w\ opt}$ do osi t_{wyl}^{TG} na rys. 5.3 dla wartości ζ = 0,3 (tzn. dla małego zapotrzebowania na ciepło grzejne) odbiega od nachylenia dla pozostałych krzywych. Wynika to z większej dostępnej mocy cieplnej wymiennika *spaliny – woda sieciowa* od koniecznej mocy bloku $\dot{Q}_{sp}\Big|_{t_{kom}^{KO}}^{t_{wyl}^{w}} > \dot{Q}_g$ (ze wzrostem ciśnienia p_w, jak już zaznaczono, rośnie moc $\dot{Q}_{sp}\Big|_{t_{kom}^{KO}}^{t_{wyl}^{w}}$), co oznacza, że ciśnienia, dla których turbina parowa osiąga w tym przypadku największą moc, leżą na krzywej dla przypadku ζ = 0 wynikające z przecięcia się krzywych dla ζ = 0,3 i ζ = 0 (stale malejące dodatnie wartości dN^{TP}/dp_w otrzymywane dla rosnących wartości p_w dla ζ = 0,3 po dojściu do warunku $\dot{Q}_{sp}\Big|_{t_{kom}^{KO}}^{t_{wyl}^{w}} = \dot{Q}_g$ zmieniają znak na ujemny i przyjmują stale wartości ujemne jak dla przypadku ζ = 0 - rys. 5.1, 5.2). Dopiero dla temperatury $t_{wyl}^{TG} > 560^{\circ} C$ krzywe mocy N^{TP} dla ζ = 0,3 w funkcji ciśnienia p_w mają swoje „własne" maksima.

Wzrost wartości spiętrzenia $\Delta t = t_{wyl}^{TG} - t_w$ nieznacznie zwiększa wartość ciśnienia optymalnego – rys. 5.3.

5.3.2. Układ dwuciśnieniowy

Przykładowe obliczenia wartości mocy i przyrostów mocy turbiny parowej w funkcji ciśnień p_w i p_n dla układu dwuciśnieniowego z turbiną gazową GT8C

przedstawiono na rysunkach 5.4÷5.6. Moc turbiny parowej (wzór (5.2)) w funkcji ciśnienia p_w jest funkcją stale rosnącą ze wzrostem p_w w rozważonym przedziale ciśnień $p_w \in \langle 20;160\,bar \rangle$ i stale malejącą ze wzrostem ciśnienia $p_n \in \langle 1;20\,bar \rangle$, dla wszystkich wartości $\zeta \in \langle 0,1 \rangle$. Na rysunku 5.4

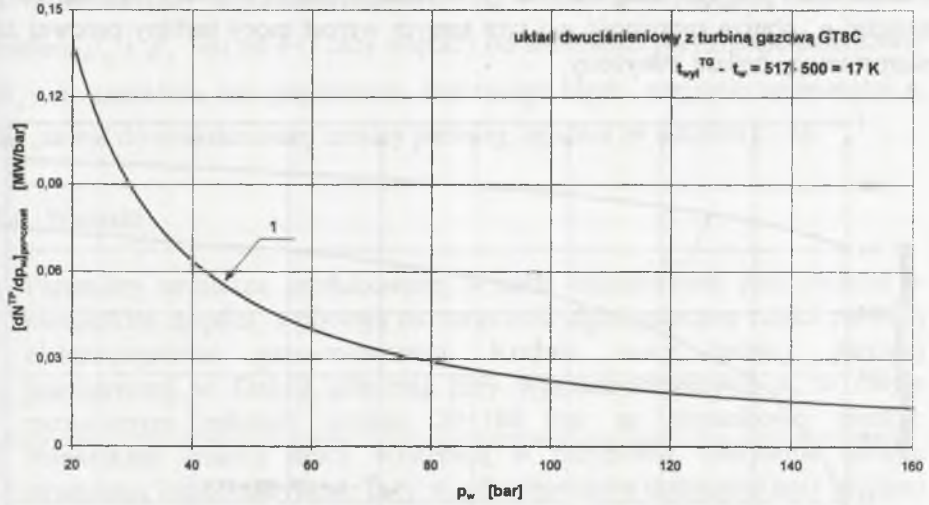


Rys. 5.4. Moc dwuciśnieniowej turbiny parowej w funkcji ciśnienia wysokociśnieniowej pary świeżej produkowanej w dwuciśnieniowym kotle odzyskowym (1- 4 – dla wartości ciśnienia p_n = 6 bar; 1'- 4' – dla wartości ciśnienia p_n = 12 bar – odpowiednio dla wartości parametru ζ: 1, 1'– ζ = 1, m_{1u} = 0; 2, 2'– ζ = 0,5, m_{1u} = 0; 3, 3'– ζ = 0,3, m_{1u} = 0; 4, 4'– ζ = 0, $m_{1u} = m_{2u} = 0$, $\varepsilon_{odg} = 0$)

Fig. 5.4. Power of the double pressure steam turbine as a function of the high pressure steam pressure after double pressure HRSG (1-4 – for pressure p_n = 6 bar; 1'- 4' – for pressure p_n = 12 bar - for the value of parameter ζ respectively: 1, 1'– ζ = 1, m_{1u} = 0; 2, 2'– ζ = 0,5, m_{1u} = 0; 3, 3'– ζ = 0,3, m_{1u} = 0; 4, 4'– ζ = 0, $m_{1u} = m_{2u} = 0$, $\varepsilon_{odg} = 0$)

naniesiono ponadto siatkę stopnia suchości pary x w skraplaczu turbiny parowej o stałej sprawności wewnętrznej η_i = 0,84. Wzrost ciśnienia p_w powoduje spadek stopnia suchości pary w skraplaczu turbiny parowej, i dlatego należy jednak pamiętać, że korzyść wzrostu mocy N^{TP} wynikająca z nadmiernego wzrostu ciśnienia p_w w rzeczywistości nie będzie tak znacząca jak w obliczeniach. Maleje bowiem wówczas sprawność η_i i wzrost wartości N^{TP} ze wzrostem p_w nie będzie tak duży. Przyjęcie tym samym odpowiednio małego

ciśnienia p_w, wynikającego z odpowiednio dużej wartości stopnia suchości pary, nie spowoduje w rzeczywistości istotnego obniżenia mocy turbiny.

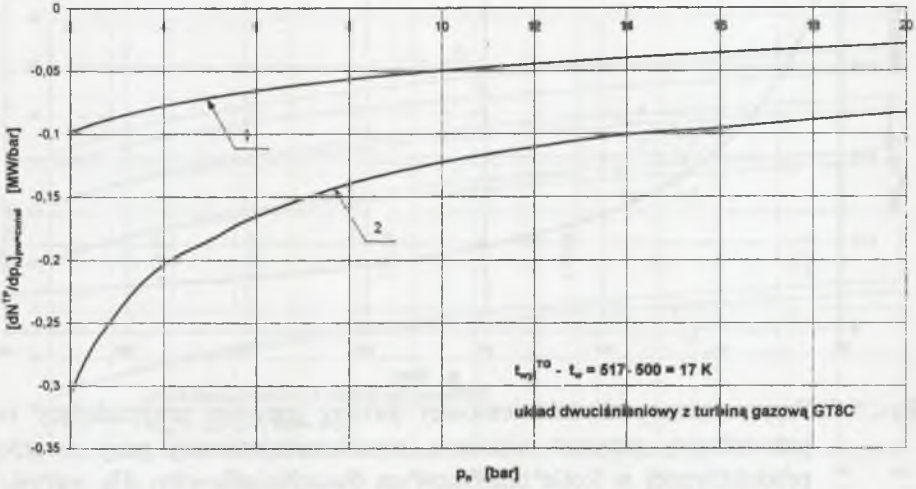


Rys. 5.5. Przyrost mocy dwuciśnieniowej turbiny parowej przypadający na jednostkowy przyrost ciśnienia wysokociśnieniowej pary świeżej produkowanej w kotle odzyskowym dwuciśnieniowym dla wartości ciśnienia $p_n = 6$ bar (odpowiednio dla wartości parametru ζ: $1 - \zeta = 1$, $m_{1u} = 0$; dla wartości $\zeta = 0{,}5$, 0,3 przy $m_{1u} = 0$ oraz $\zeta = 0$, $m_{1u} = m_{2u} = 0$, $\varepsilon_{odg} = 0$ wartości przyrostów mocy są zbliżone)

Fig. 5.5. Steam turbine power increase resulted from unitary increase of high pressure steam pressure after double pressure HRSG for pressure $p_n = 6$ bar (for the value of parameter ζ respectively: $1 - \zeta = 1$, $m_{1u} = 0$; for the value $\zeta = 0{,}5$, 0,3 , $m_{1u} = 0$ and $\zeta = 0$, $m_{1u} = m_{2u} = 0$, $\varepsilon_{odg} = 0$ values of power increase have been reduced)

W celu wyciągnięcia ogólnych wniosków co do doboru optymalnych ciśnień pary wysoko- i niskociśnieniowej p_w i p_n zbadano znak pochodnych $\partial N^{TP}/\partial p_w$ i $\partial N^{TP}/\partial p_n$ dla szerokiego zakresu zmian wartości danych wejściowych. Pochodna $\partial N^{TP}/\partial p_w$ dla wartości $t_{wyl}^{TG} \in \langle 480; 600^0 C \rangle$ oraz dla wartości $\Delta t = t_{wyl}^{TG} - t_w = 20$ i 40 K przyjmuje w całym zakresie rozważanych ciśnień $p_w \in \langle 20; 160\, bar \rangle$ wartości dodatnie, natomiast pochodna $\partial N^{TP}/\partial p_n$ wartości ujemne w rozważanym zakresie ciśnień $p_n \in \langle 1; 20\, bar \rangle$. Im wyższe jest p_w i im niższe jest p_n, tym moc N^{TP} jest większa. Wartość ciśnienia p_w określana jest tym samym w rzeczywistości przez dopuszczalną minimalną

wartość stopnia suchości pary w skraplaczu (stopień suchości określony jest przez przyjętą sprawność wewnętrzną turbiny η_i). Jak wyżej zaznaczono, w obliczeniach przyjęto stałą wartość η_i. W rzeczywistości wzrost ciśnienia pary świeżej p_w obniża sprawność η_i i tym samym wzrost mocy turbiny parowej ze wzrostem p_w będzie zawyżony.



Rys. 5.6. Przyrost mocy dwuciśnieniowej turbiny parowej przypadający na jednostkowy przyrost ciśnienia niskociśnieniowej pary świeżej produkowanej w kotle odzyskowym dwuciśnieniowym dla wartości ciśnienia p_w = 60 bar (odpowiednio dla wartości parametru ζ: 1– ζ = 0,3, 0,5, 1, $m_{1u} = 0$; 2 – $\zeta = 0$, $m_{1u} = m_{2u} = 0$, $\varepsilon_{odg} = 0$)

Fig. 5.6. Steam turbine power increase resulted from unitary increase of low pressure steam pressure after double pressure HRSG for pressure p_w = 60 bar (for the value of parameter ζ respectively: 1– ζ = 0,3, 0,5, 1, $m_{1u} = 0$;2– $\zeta = 0$, $m_{1u} = m_{2u} = 0$, $\varepsilon_{odg} = 0$)

Krzywa ekspansji pary niskociśnieniowej $\dot{m}_n$ w układzie *i*, *s* jest „ruchoma" i określa ją sprawność:

$$\eta_i^n = \frac{i_n - i_k}{i_n - i_{ks}^n} = \text{var}, \tag{5.42}$$

przy czym wartość entalpii i_{ks}^n wyraża się wzorem $i_{ks}^n = i' + (s_n - s')T_s$ gdzie wartości i', s', T_s wyznaczane są dla ciśnienia panującego w skraplaczu p_k =

0,05 bar. Wartość sprawności η_i^n waha się w zależności od ciśnienia p_w i p_n; np. gdy $p_w = 60$ bar: $\eta_i^n = 0{,}97$ dla $p_n = 2$ bar oraz $\eta_i^n = 0{,}64$ dla $p_n = 20$ bar.

Strumień pary wysokociśnieniowej $\dot{m}_w$ w zakresie optymalnych wartości ciśnień p_w i p_n jest od 4÷7 razy większy od strumienia pary niskociśnieniowej $\dot{m}_n$, co uzasadnia, bez popełnienia znaczącego błędu, przyjęcie sprawności η_i dla „całej" dwuciśnieniowej turbiny parowej, zgodnie ze wzorem (5.6).

5.4. Wnioski

- Parametry termiczne produkowanej w kotle odzyskowym pary świeżej w niewielkim stopniu wpływają na sprawność egzergetyczną części parowej elektrociepłowni gazowo-parowej. Krzywe mocy turbiny parowej jednoprężnej w funkcji ciśnienia pary wysokociśnieniowej p_w w całym rozważonym zakresie ciśnień 20÷160 bar są stosunkowo płaskie. Największe zmiany mocy występują w przypadku relatywnie dużego strumienia kondensacyjnego pary, tj. gdy strumienie upustowej pary grzejnej są małe. Szczególnie zmiany ciśnienia p_w w wąskim zakresie wokół ciśnień optymalnych w znikomym stopniu wpływają na zmianę mocy turbiny przy zadanej mocy cieplnej bloku. Optymalne ciśnienie p_w układu jednociśnieniowego zależy w głównej mierze od temperatury spalin wylotowych z turbiny gazowej i mocy cieplnej bloku. Ze wzrostem temperatury spalin i wzrostem wartości mocy cieplnej ciśnienia optymalne p_w rosną. Podstawowym ograniczeniem od góry ciśnienia optymalnego jest stopień suchości pary w skraplaczu turbiny parowej. Wzrost ciśnienia powoduje bowiem obniżenie stopnia suchości. Wykonane obliczenia wykazały, że jako optymalne ciśnienia pracy bloku należy przyjmować w zasadzie ciśnienia jego pracy kondensacyjnej - również dla sezonu grzewczego - gdyż wówczas stopień suchości dla wszystkich wartości temperatur t_{wyl}^{TG} jest równy ok. 0,9. Dla małych mocy cieplnych bloku gazowo-parowego, $0 < \zeta < 0{,}3$, dostępna moc cieplna spalin w końcowej strefie kotła odzyskowego jednociśnieniowego jest większa od koniecznej mocy cieplnej bloku $\dot{Q}_{sp}\Big|_{t_{kom}^{KO}}^{t_{wyl}^{w}} > \zeta \dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$. Para grzejna nie jest wówczas pobierana z upustów turbiny i ciśnienia optymalne równe są ciśnieniom jak dla pracy kondensacyjnej bloku. Dla $\zeta \geq 0{,}3$ stopień suchości x dla wszystkich wartości t_{wyl}^{TG} jest mniejszy od 0,9. W zakresie temperatur $t_{wyl}^{TG} \in \langle 480; 600^0 C \rangle$ ciśnienia optymalne $p_{w\ opt}$ należą do przedziału

$\langle 30; 90\ bar \rangle$, przy czym dolnym wartościom temperatur t_{wyl}^{TG} odpowiadają dolne wartości ciśnień $p_{w\,opt}$.

- Temperatura pary świeżej t_w, której górna wartość ograniczona jest tylko temperaturą wylotowych z turbiny gazowej spalin, ze względów termodynamicznych powinna być jak najwyższa. Przyjmowanie różnicy między temperaturą spalin wylotowych z turbiny gazowej a temperaturą pary świeżej znacznie powyżej 20÷40 K prowadziłoby do nadmiernego spadku sprawności egzergetycznej części parowej układu. Ze względów ekonomicznych temperatura t_w powinna być optymalizowana. Minimalizacja różnicy temperatur między wspomnianymi temperaturami prowadziłaby natomiast do zwiększania w sposób eksponencjalny powierzchni wymiany ciepła w kotle odzyskowym i wzrostu nakładów inwestycyjnych na kocioł (podrozdział 4.2).
- W przypadku układu dwuciśnieniowego „nie ma" bezwarunkowych ciśnień optymalnych. Wartości pochodnych $\partial N^{TP}/\partial p_w$ i $\partial N^{TP}/\partial p_n$ przyjmują bowiem stale wartości kolejno dodatnie i ujemne ze wzrostem ciśnień. Krzywe mocy turbiny parowej stale więc rosną ze wzrostem ciśnienia p_w i stale maleją ze wzrostem ciśnienia p_n. Im wyższe jest p_w i im niższe jest p_n, tym moc N^{TP} jest większa. Zwiększanie p_w i zmniejszanie p_n realizuje bowiem ogólną regułę [82] zbliżania indywidualnych krzywych kompozycyjnych wody i pary do krzywej kompozycyjnej spalin w kotle odzyskowym w celu zmniejszenia w nim *strukturalnej straty* egzergii. Obniżanie p_n powoduje ponadto zwiększanie stopnia wykorzystania strumienia entalpii spalin w kotle odzyskowym do produkcji pary (maleje t_{wyl}^{n}). Nadmierne obniżanie ciśnienia p_n podnosi jednak nakłady inwestycyjne na układ. Z uwagi bowiem wówczas na zmniejszanie gęstości pary niskociśnieniowej i zwiększanie jej strumienia, przy zachowaniu takiej samej prędkości przepływu, zwiększają się od kilkunastu do kilkudziesięciu procent powierzchnie wymiany ciepła w kotle do jej produkcji. Powierzchnie te umieszczone są ponadto w końcowej strefie kotła w zakresie niskich temperatur spalin oraz małych spiętrzeń temperaturowych (temperaturowych różnic pomiędzy temperaturą spalin a temperaturą pary niskociśnieniowej), co dodatkowo zwiększa konieczne powierzchnie ogrzewane. W praktyce ciśnienia pary niskociśnieniowej p_n zawierają się w przedziale 0,5÷0,7 MPa. Ograniczeniem wzrostu ciśnienia pary wysokociśnieniowej p_w jest spadek stopnia suchości pary w skraplaczu turbiny parowej (zależnego od sprawności wewnętrznej turbiny η_i). Obliczenia przeprowadzono dla stałej wartości sprawności wewnętrznej turbiny parowej η_i = const. Należy jednak pamiętać, że w rzeczywistości, gdy ciśnienie p_w rośnie, to sprawność η_i maleje i wartości N^{TP} ze wzrostem p_w

nie będą rosły tak znacząco jak w obliczeniach. Przyjęcie tym samym relatywnie małego ciśnienia p_w, wynikającego z relatywnie dużej wartości stopnia suchości pary w skraplaczu, nie spowoduje w rzeczywistości znaczącego obniżenia mocy turbiny.

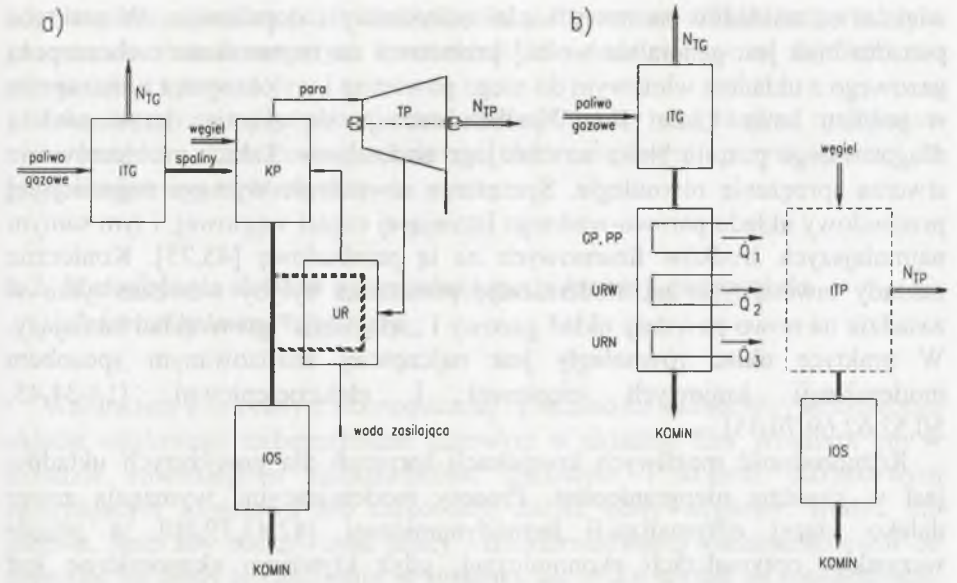
- W praktyce, w celu zorientowania się co do optymalnej wartości ciśnienia p_w można je w przybliżeniu wyznaczać z wykresu *i, s* dla pary wodnej. Przy założonej wartości stopnia suchości $x \cong 0{,}9$ i przyjętej wartości temperatury $t_w = t_{wyl}^{TG} - (20 \div 40\ K)$, z wykresu *i, s* dla danej wartości sprawności wewnętrznej turbiny parowej η_i należy odczytać wartość ciśnienia pary świeżej $p_w \cong p_{w\,opt}$.

6. Warunki ekonomicznej opłacalności modernizacji elektrociepłowni węglowych oraz elektrowni przystosowanych do pracy skojarzonej przez nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym

6.1. Wstęp

Celem modernizacji istniejących węglowych elektrociepłowni i ciepłowni oraz przystosowanych do pracy skojarzonej elektrowni przez ich nadbudowę turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym jest poprawa efektywności ekonomicznej ich pracy (poprawie ulega również ich całkowita efektywność energetyczna oraz sprawność wytwarzania energii elektrycznej), oraz ograniczenie emisji zanieczyszczeń do środowiska naturalnego z dostosowaniem ich do wymogów norm. Poprawa efektywności ekonomicznej pracy elektrociepłowni (ciepłowni) oraz przystosowanych do pracy skojarzonej elektrowni wiąże się ze znalezieniem optymalnej mocy turbozespołu gazowego „nadbudowującego" istniejący technologiczny układ węglowy. Kocioł odzyskowy zasilany spalinami wylotowymi z turbiny gazowej zastępuje wówczas w elektrociepłowni (ciepłowni) - przynajmniej częściowo - wymagające najczęściej remontów i modernizacji istniejące kotły węglowe. Wynikiem modernizacji jest zwiększenie produkcji energii elektrycznej w układzie, przy niezmiennej ilości wyprodukowanej w nim energii cieplnej. Wśród możliwych układów gazowo-parowych dwupaliwowych – węglowo-gazowych - jakie mogą powstać w wyniku modernizacji, ogólnie można wyróżnić następujące podstawowe konfiguracje [43] (rys. 6.1, zaczerpnięto z [43]):

- układy sprzężone szeregowo z czołową turbiną gazową (spaliny wylotowe z turbiny gazowej są kierowane jako utleniacz do komory spalania istniejącego kotła węglowego, tzw. układ Hot Windbox; w układzie brak kotła odzyskowego),
- układy sprzężone równolegle (poprzez układ para-woda; sprzężenie polega np. na produkcji w kotle odzyskowym zasilanym spalinami wylotowymi z turbiny gazowej pary zasilającej istniejący kolektor, i/lub przegrzewania np. pary międzystopniowej w kotle odzyskowym, i/lub podgrzewu wody zasilającej w wymiennikach ciepła spaliny–woda zabudowanych w kotle odzyskowym, wyłączając tym samym z obiegu częściowo lub całkowicie istniejące regeneracyjne wymienniki ciepła, i/lub podgrzewu wody sieciowej w kotle odzyskowym),
- układy mieszane łączące cechy obu powyższych konfiguracji.



Rys. 6.1. a) Układ dwupaliwowy szeregowy, b) Układ dwupaliwowy równoległy. ITG - instalacja turbiny gazowej, KP – kocioł parowy, TP – turbina parowa, UR – układ regeneracji, IOS – instalacja oczyszczania spalin, ITP – instalacja turbiny parowej, GP – generacja pary, PP – przegrzew pary, URN, URW – regeneracja niskoprężna i wysokoprężna, NTG, NTP – moce instalacji turbiny gazowej i parowej

Fig. 6.1. Schemes of: a) dual fuel gas-coke serial systems, b) dual fuel gas-coke parallel systems. ITG - gas turbine installation, KP – steam boiler, TP – steam turbine, UR – regeneration system, IOS – emission control, ITP – steam turbine installation, GP – steam generation, PP – steam reheating, URN, URW – low pressure regeneration and high pressure regeneration, NTG, NTP – power of gas turbine and power of steam turbine

Układ Hot Windbox wymaga najczęściej znacznej przebudowy kotła węglowego z uwagi na wysoką temperaturę spalin wylotowych z turbiny gazowej doprowadzanych do palników węglowych, oraz - w zależności od mocy turbiny gazowej – na znacznie większą wartość strumienia masowego tych spalin w stosunku do zastąpionego strumienia powietrza do spalania węgla w kotle (dobór turbiny gazowej do określonego kotła polega na dopasowaniu strumienia tlenu w spalinach wylotowych z turbiny do zapotrzebowania kotła). Związany z tym wzrost prędkości spalin, nawet przy obniżonym równocześnie zużyciu węgla, stwarza duże zagrożenie erozyjne dla powierzchni ogrzewalnych. Nakłady na przebudowę kotła z reguły najczęściej byłyby

większe od nakładów na nowy kocioł odzyskowy z dopalaniem. W praktyce ponadto brak jest generalnie wolnej przestrzeni na usytuowanie turbozespołu gazowego z układem wlotowym do niego powietrza i wylotowym z niego spalin w pobliżu kotła. Układ Hot Windbox cechuje się również koniecznością długotrwałego postoju bloku na czas jego nadbudowy. Takich problemów nie stwarza sprzężenie równoległe. Sprzężenie równoległe wymaga najmniejszej przebudowy układu parowo-wodnego istniejącej części węglowej, i tym samym najmniejszych środków finansowych na tę przebudowę [45,75]. Konieczne nakłady inwestycyjne na modernizację ponoszone byłyby wówczas tylko w zasadzie na nowo powstały układ gazowy i „włączenie" go w układ istniejący. W praktyce układ równoległy jest najczęściej analizowanym sposobem modernizacji krajowych ciepłowni i elektrociepłowni [14-34,45, 50,52,62,69,70,75].

Różnorodność możliwych kombinacji sprzężeń dla powyższych układów jest w zasadzie nieograniczona. Procesy modernizacyjne wymagają zatem daleko idącej optymalizacji termodynamicznej [42,43,79,80], a przede wszystkim optymalizacji ekonomicznej, gdyż kryterium ekonomiczne jest nadrzędne dla kryterium termodynamicznego. Analiza techniczna i ekonomiczna wszystkich możliwych rozwiązań jest zadaniem bardzo obszernym. Analizie poddano tym samym rozwiązania standardowe:

- sprzężone szeregowo,
- sprzężone równolegle,

oraz zaprezentowano warunki ekonomicznej opłacalności modernizacji przystosowanych do pracy skojarzonej:

- elektrowni węglowych przez nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym.

Do przeprowadzania prac modernizacyjnych ciepłowni i elektrociepłowni węglowych przez ich nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym powinny w praktyce przyczyniać się:

- wprowadzone do nowego *Prawa energetycznego* metody kosztów unikniętych określania kosztu wytwarzania ciepła w elektrociepłowni, powodujące, że produkcja energii elektrycznej w układzie ma duży wpływ na poprawę efektywność ekonomiczną jej pracy,
- rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 15 grudnia 2000 r. o obowiązku zakupu energii elektrycznej wytworzonej w skojarzeniu z produkcją ciepła,
- możliwości sprzedaży zgodnie z *Prawem energetycznym* energii elektrycznej bezpośrednio odbiorcom indywidualnym i dystrybutorom, tzn. Zakładom Energetycznym (ZE), bez pośrednictwa Polskich Sieci Elektroenergetycznych (PSE).

Podstawowym jednak warunkiem opłacalności stosowania turbin gazowych jest ekonomicznie poprawna relacja ceny gazu ziemnego do ceny energii elektrycznej. Cena energii elektrycznej, przy danej cenie gazu, powinna być na

odpowiednio wysokim poziomie, takim aby stosowanie turbin gazowych nie generowało strat finansowych (wartość *NPV* - dodatek A - co najmniej nie powinna być ujemna).

Jako kryterium optymalizacji modernizacji należy przyjmować maksimum zysku pracy zmodernizowanej ciepłowni, elektrociepłowni i przystosowanej do pracy skojarzonej elektrowni.

6.2. Metodologia doboru optymalnej mocy turbiny gazowej do elektrociepłowni węglowej

Warunkiem koniecznym ekonomicznej opłacalności nadbudowy istniejącego układu węglowego turbozespołem gazowym w układzie Hot Windbox lub w układzie równoległym turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym zastępującym częściowo lub całkowicie zużyte kotły węglowe, wodne lub parowe, jest, aby roczny zysk pracy zmodernizowanej elektrociepłowni co najmniej nie uległ zmniejszeniu w stosunku do zysku sprzed jej modernizacji. Jest to równoznaczne z obniżeniem jednostkowego kosztu produkowanego w elektrociepłowni ciepła k_c^{EC}:

$$\left(k_c^{EC}\right)^{\text{mod}} \le \left(k_c^{EC}\right)^{ist}, \tag{6.1}$$

przy czym :

$$\left(k_c^{EC}\right)^{ist} = \frac{\left(K_R^{EC}\right)^{ist} - E_{el.R}^{EC}\, e_{el}}{Q_R}, \tag{6.2}$$

$$\left(k_c^{EC}\right)^{\text{mod}} = \frac{\left(K_R^{EC}\right)^{\text{mod}} - \left(E_{el.R}^{EC} + \Delta E_{el.R}^{EC}\right) e_{el}}{Q_R}, \tag{6.3}$$

gdzie:

Q_R - roczna produkcja netto loco elektrociepłownia energii cieplnej w elektrociepłowni (ciepłowni); ilość ciepła Q_R jest niezmienna przed i po modernizacji,

$E_{el.R}^{EC}, \Delta E_{el.R}^{EC}$ - kolejno roczna produkcja netto loco elektrociepłownia energii elektrycznej w elektrociepłowni przed modernizacją i przyrost produkcji po modernizacji,

e_{el} - cena sprzedaży energii elektrycznej z elektrociepłowni.

W przypadku nieznajomości rocznego kosztu działania elektrociepłowni $(K_R^{EC})^{ist}$ można analizować efektywność ekonomiczną modernizacji elektrociepłowni (ciepłowni), posługując się jedynie przyrostami: przyrostem jednostkowego kosztu produkcji ciepła w elektrociepłowni (ciepłowni) Δk_c^{EC}, przyrostem rocznych kosztów działania elektrociepłowni ΔK_R^{EC} i rocznym przyrostem produkcji energii elektrycznej $\Delta E_{el,R}^{EC}$ związanymi relacją:

$$\Delta k_c^{EC} = \left(k_c^{EC}\right)^{\mathrm{mod}} - \left(k_c^{EC}\right)^{ist} = \frac{\Delta K_R^{EC} - \Delta E_{el,R}^{EC} e_{el}}{Q_R}. \tag{6.4}$$

Inwestycja jest opłacalna, jeżeli oczywiście $\Delta k_c^{EC} \leq 0$.

Warunkiem wystarczającym ekonomicznej opłacalności modernizacji elektrociepłowni (ciepłowni) jest, aby obniżenie jednostkowego kosztu produkcji ciepła Δk_c^{EC} gwarantowało odpowiednio duży przyrost zdyskontowanego skumulowanego zysku netto $\Delta \mathrm{NPV}^{\mathrm{mod}}$ oraz krótki okres zwrotu $\mathrm{DPB}^{\mathrm{mod}}$ (dodatek A) poniesionych nakładów inwestycyjnych na modernizację elektrociepłowni (ciepłowni). Z reguły inwestor chce, aby zysk z inwestycji, z uwagi na ponoszone ryzyko inwestowania, przewyższał zysk z lokat na rynku kapitałowym.

Wykorzystując równanie (6.4), otrzymuje się warunek konieczny, jaki musi być spełniony, aby modernizacja elektrociepłowni (ciepłowni) była opłacalna. Jest to równanie na graniczną (minimalną) cenę energii elektrycznej, dla której przyrost zysku brutto ΔZ_R z przedsięwzięcia jest co najmniej nieujemny:

$$e_{el}^{gr} \geq \frac{\Delta K_R^{EC}}{\Delta E_{el,R}^{EC}} = \frac{(K_R^{EC})^{\mathrm{mod}} - (K_R^{EC})^{ist}}{\Delta E_{el,R}^{EC}}. \tag{6.5}$$

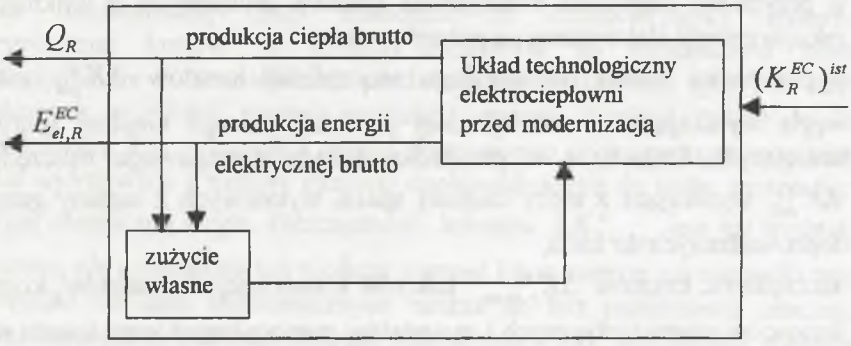
Cena sprzedaży energii elektrycznej z elektrociepłowni e_{el} musi być oczywiście większa od e_{el}^{gr}. Wartość granicznej ceny energii elektrycznej e_{el}^{gr} w głównej mierze zależy od mocy turbozespołu gazowego N_{el}^{TG} oraz ceny e_g spalanego w turbinie gazu.

Wspomniany średni roczny przyrost zysku brutto pracy elektrociepłowni (ciepłowni) wynikający z przedsięwzięcia modernizacyjnego wynosi:

$$\Delta Z_R = (Z_R)^{\mathrm{mod}} - (Z_R)^{ist} = -\Delta k_c^{EC} Q_R = \Delta E_{el,R}^{EC} e_{el}^{gr} - \Delta K_R^{EC} \geq 0. \tag{6.6}$$

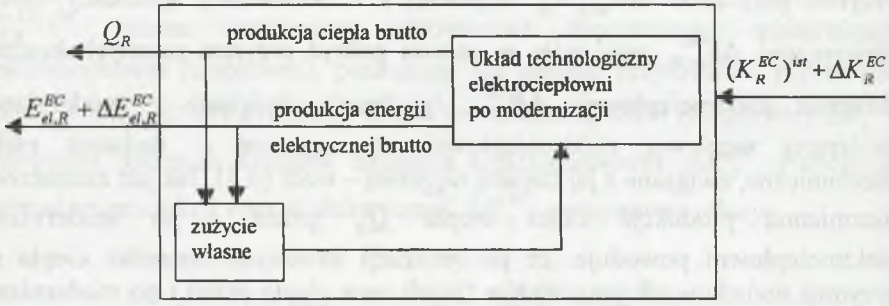
Przyrost przychodu $\Delta E_{el,R}^{EC} e_{el}^{gr}$ wynikający z dodatkowej sprzedaży energii elektrycznej $\Delta E_{el,R}^{EC}$ musi więc w całości pokryć przyrost rocznych kosztów działania elektrociepłowni ΔK_R^{EC}, tj. koszty związane z modernizacją istniejącej węglowej elektrociepłowni pomniejszone o dodatnie efekty ekonomiczne, związane z jej częścią węglową – wzór (6.7). Jak już zaznaczono, niezmienna produkcja ilości ciepła Q_R przed i po modernizacji elektrociepłowni powoduje, że po realizacji inwestycji sprzedaż ciepła nie przynosi dodatkowych przychodów (jeżeli cena ciepła przed i po modernizacji jest taka sama). Tym samym nie występują one w równaniu (6.6), i aby obliczyć wartość przyrostu zysku ΔZ_R pracy zmodernizowanej elektrociepłowni (ciepłowni), niepotrzebna jest znajomość wspomnianej ceny.

Na rys. 6.2 i 6.3 przedstawiono kolejno ideowe schematy strukturalne elektrociepłowni (ciepłowni) przed i po modernizacji, służące do obliczania przepływów finansowych i wyliczania jednostkowego kosztu produkcji ciepła. W przypadku ciepłowni na rys. 6.2 nie występuje produkcja energii elektrycznej $E_{el,R}$.



Rys. 6.2. Ideowy schemat strukturalny elektrociepłowni (ciepłowni) przed modernizacją służący do obliczania jednostkowego kosztu produkcji ciepła

Fig. 6.2. Heat and power (heat only) plant before modernization block diagram for calculation of unitary heat cost



Rys. 6.3. Ideowy schemat strukturalny elektrociepłowni po modernizacji służący do obliczania jednostkowego kosztu produkcji ciepła

Fig. 6.3. Heat and power plant after modernization block diagram for calculation of unitary heat cost

Jako wynik realizacji modernizacji elektrociepłowni w rocznych przychodach finansowych pojawią się następujące pozycje:

- dodatkowy przychód wynikający z przyrostu sprzedaży energii elektrycznej $\Delta E_{el,R}^{EC}$,
- w przypadku ciepłowni oszczędność kosztów związanych z uniknięciem zakupu energii elektrycznej na potrzeby własne,
- w przypadku układu równoległego oszczędność kosztów ΔK_{pal}^{w} zakupu węgla wynikająca ze zmniejszonej produkcji energii cieplnej (pary) w istniejących kotłach, a w przypadku układu szeregowego oszczędność ΔK_{pal}^{w} wynikająca z mocy cieplnej spalin wylotowych z turbiny gazowej doprowadzanych do kotła,
- oszczędność kosztów $\Delta K_{r,m,wu}^{w}$: kosztów konserwacji i remontów, kosztów surowców nieenergetycznych i materiałów pomocniczych oraz kosztu wody uzupełniającej w układzie węglowym, wynikających ze zmniejszonego wykorzystania lub całkowitego wyłączenia (najczęściej w sezonie pozagrzewczym) poszczególnych urządzeń części węglowej z eksploatacji,
- zmniejszenie opłat ekologicznych $\Delta K_{śr}$ za zanieczyszczanie środowiska naturalnego.

Założono, że koszty płac w elektrociepłowni nie ulegną zmianie (zmniejszeniu).

Po stronie rocznych kosztów pojawią się natomiast dodatkowo następujące pozycje, będące składnikami rocznego kosztu działania K_R^{TG} (dodatek A) nowo powstałego układu gazowego:

- koszty kapitałowe związane z nakładami inwestycyjnymi (łącznie z nakładami na wynikającą z dobudowy turbiny gazowej konieczną

przebudowę istniejącego układu węglowego) na modernizację elektrociepłowni (ciepłowni): koszty finansowe (odsetki od kapitału inwestycyjnego) oraz rata spłaty kapitału inwestycyjnego (amortyzacja) - łącznie wartość $z\rho J^{TG}$,

- koszty eksploatacyjne nowo powstałego układu gazowego K_e^{TG}. Podstawowym składnikiem tych kosztów jest koszt gazu ziemnego.

Przyrost rocznych kosztów działania elektrociepłowni po modernizacji, jak już zaznaczono, jest zatem sumą kosztów działania nowo powstałego układu gazowego, pomniejszonych o spowodowane modernizacją dodatnie efekty ekonomiczne związane z jej częścią węglową:

$$\Delta K_R^{EC} = (K_R^{EC})^{\mathrm{mod}} - (K_R^{EC})^{ist} = z\rho J^{TG} + K_e^{TG} - \Delta K_{pal}^{w} - \Delta K_{r,m,wu}^{w} - \Delta K_{śr}. \tag{6.7}$$

Wprowadzenie odpowiednich taryf opłat za emisję szkodliwych substancji do otoczenia zdecydowanie zwiększyłoby wartość $\Delta K_{śr}$ i uatrakcyjniłoby ekonomicznie spalanie ekologicznego gazu ziemnego w turbinach gazowych. Oszczędność kosztów zakupu węgla ΔK_{pal}^{w} można w praktyce oszacować z dobrą dokładnością (przy założeniu że charakterystyki sprawności energetycznej kotłów w funkcji obciążenia są stosunkowo płaskie) proporcjonalnie do zmniejszenia produkcji energii cieplnej (pary) w kotłach węglowych w ilości równej produkcji energii cieplnej (pary) w kotle odzyskowym, a w przypadku układu szeregowego wykorzystując moc cieplną spalin wylotowych z turbiny gazowej doprowadzanych do kotła, zastępujących energię chemiczną węgla. Oszczędność kosztów $\Delta K_{r,m,wu}^{w}$ jest już trudniejsza do oceny, ale z uwagi na ich niedużą wartość i tym samym na niewielki wpływ na wyniki obliczeń ekonomicznych można je, bez popełnienia znaczącego błędu, najczęściej pominąć. Jak już zaznaczono, brak możliwości znalezienia miejsca dla turbozespołu gazowego z układem wlotowym do niego powietrza i wylotowym z niego spalin w pobliżu istniejącego kotła węglowego jest, obok nakładów kapitałowych, najczęstszym kryterium decydującym o wyborze układu równoległego jako najbardziej właściwego sposobu modernizacji elektrociepłowni.

Z kryterium maksymalizacji zysku pracy elektrociepłowni, równoznacznego z minimalizacją (co wynika z analizy wzorów (6.3), (6.4) i (6.6)) rocznego kosztu produkcji energii cieplnej w elektrociepłowni (metoda kosztu unikniętego) $\left(K_{Rc}^{EC}\right)^{\mathrm{mod}} = \left(K_R^{EC}\right)^{\mathrm{mod}} - \left(E_{el,R}^{EC} + \Delta E_{el,R}^{EC}\right)e_{el} \rightarrow \min$, w przypadku istnienia ekstremum bezwarunkowego z układu zależności:

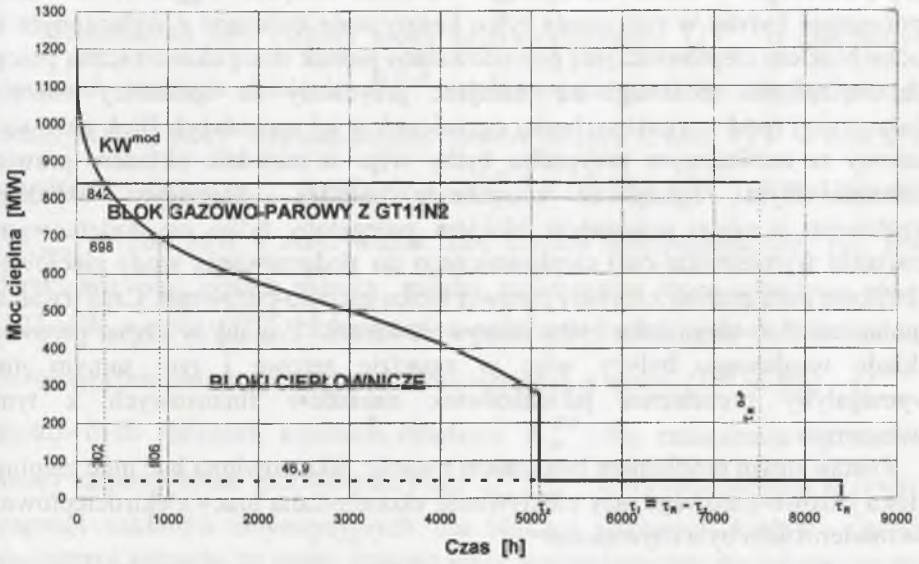
$$\begin{cases} \dfrac{d(K_{Rc}^{EC})^{\mathrm{mod}}}{dN_{el}^{TG}} = \dfrac{d\Delta K_{Rc}^{EC}}{dN_{el}^{TG}} = O \\ \dfrac{d^2(K_{Rc}^{EC})^{\mathrm{mod}}}{d(N_{el}^{TG})^2} = \dfrac{d^2\Delta K_{Rc}^{EC}}{d(N_{el}^{TG})^2} > O \end{cases} \tag{6.8}$$

wynika optymalna wartość mocy turbozespołu gazowego $N_{el\,opt}^{TG}$ nadbudowującego wraz z kotłem odzyskowym istniejący układ węglowy elektrociepłowni. Oczywiście, otrzymana dla $N_{el\,opt}^{TG}$ wartość $\Delta K_{R\,opt}^{EC}$ musi spełniać warunek konieczny (6.5): $\Delta E_{el,R\,opt}^{EC}\, e_{el}^{gr} \geq \Delta K_{R\,opt}^{EC}$. Przyrost kosztu produkcji ciepła $\Delta K_{Rc}^{EC} = \Delta K_{R}^{EC} - \Delta E_{el,R}^{EC}\, e_{el}$, a tym samym funkcja $e_{el}^{gr} = f(N_{el}^{TG})$ dla rozważanego sposobu modernizacji istniejących układów węglowych poprzez nadbudowę turbozespołem gazowym jest w zasadzie najczęściej w całym zakresie rozważanych wartości N_{el}^{TG} funkcją silnie malejącą. Wynika to z malejącego przebiegu krzywej jednostkowych nakładów inwestycyjnych na turbozespół gazowy i kocioł odzyskowy w funkcji ich mocy elektrycznej i cieplnej, przy równoczesnym zwiększaniu się mocy elektrycznej turbozespołu [5,46,47]. Wartość najmniejsza $(K_{Rc}^{EC})^{\mathrm{mod}}$ leży tym samym na ograniczeniu tych kosztów przyjętą mocą turbiny N_{el}^{TG}. W przykładowych obliczeniach założono stałą wartość sprawności turbiny gazowej η_{TG} w całym zakresie rozważanych mocy. W zakresie jednak małych mocy turbozespołów gazowych sprawności energetyczne produkowanych turbin wahają się nawet o kilkadziesiąt procent i wówczas może następować wzrost wartości e_{el}^{gr} ze wzrostem N_{el}^{TG}.

6.3. Przykładowe obliczenia efektywności ekonomicznej modernizacji elektrociepłowni węglowej

Przykładowe obliczenia przeprowadzono dla konkretnej elektrociepłowni o znamionowej (zamówionej) mocy cieplnej $\dot{Q}_{c\,\max}^{ec}$ = 1200 MW (rys. 6.4). Obecnie w elektrociepłowni zainstalowane są bloki ciepłownicze z turbinami przeciwprężnymi i upustowo-kondensacyjnymi, o łącznej mocy cieplnej 698 MW, oraz szczytowo-rezerwowe kotły wodne, będące w dużej mierze w złym stanie technicznym. Kotły, obok remontów, wymagają modernizacji

elektrofiltrów, zabudowy instalacji kondycjonowania spalin oraz montażu palników niskoemisyjnych. Przeprowadzenie tych prac, obok zwiększenia sprawności energetycznej kotłów, miałoby zatem na celu konieczne obniżenie wielkości emisji zanieczyszczeń do atmosfery z dostosowaniem ich do wymogów norm.



Rys. 6.4. Uporządkowany wykres sumarycznego zapotrzebowania na ciepło grzejne

Fig. 6.4. Annual heat load duration curve

Rozwój rynku energii elektrycznej powodować będzie tworzenie mechanizmów konkurencyjności. Zasada dostępu stron trzecich do sieci elektroenergetycznej umożliwia odbiorcom swobodny wybór dostawcy energii, takiego który zaoferuje najkorzystniejszą cenę oraz warunki dostawy. Z uwagi na powyższe, w celu dostosowania się do wymogów rynku oraz przewidywanego wzrostu zapotrzebowania na energię elektryczną, zarząd elektrociepłowni zdecydował się na wykonanie analizy efektywności ekonomicznej jej modernizacji za pomocą bloku gazowo-parowego jako szczytowego źródła ciepła zastępującego częściowo moc cieplną uzyskiwaną z kotłów wodnych, oraz jako źródła energii elektrycznej pracującego przez cały rok – w skojarzeniu lub w kondensacji - i szczytowych gazowych kotłów wodnych. W okresie pozagrzewczym (letnim) na potrzeby przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz pary technologicznej wykorzystywany jest do pracy tylko blok ciepłowniczy z turbiną parową przeciwprężną. Blok gazowo-parowy pracować będzie wówczas w układzie czysto kondensacyjnym, co podniesie sprawność egzergetyczną całej elektrociepłowni, i tym samym

efektywność ekonomiczną jej pracy. Na ogół bowiem opłacalność ekonomiczna procesów energetycznych jest tym większa, im wyższa jest ich sprawność egzergetyczna [76,82] (podstawowym ponadto warunkiem ekonomicznej opłacalności istnienia urządzeń jest ich praca). Praca bowiem w sezonie pozagrzewczym tylko układu gazowo-parowego - z odstawieniem bloku ciepłowniczego - mimo mniejszego wówczas zużycia węgla w układzie (ponoszone byłyby w tym czasie tylko koszty stałe związane z wyłączonym z ruchu blokiem ciepłowniczym) powodowałaby jednak stratę ekonomiczną pracy elektrociepłowni z uwagi na mniejsze przychody ze sprzedaży energii elektrycznej (pod warunkiem braku ograniczeń w jej sprzedaży). Blok gazowo-parowy w rozważanym przypadku byłby więc w zasadzie układem prawie autonomicznym. Sprzężenie równoległe między istniejącym układem węglowym a nowo powstałym blokiem polegałoby tylko na dodatkowym zasilaniu wymiennika(-ów) ciepłowniczego do podgrzewania wody sieciowej upustową parą grzejną z turbiny parowej bloku gazowo-parowego. Czas trwania „połączenia" w ciągu roku byłby relatywnie krótki. Zmiany w części parowej układu węglowego byłyby więc w zasadzie zerowe i tym samym nie wymagałyby poniesienia jakichkolwiek nakładów finansowych z tym związanych.

Postawionym problemem było zatem pytanie: jaka powinna być moc cieplna bloku gazowo-parowego, aby efektywność ekonomiczna pracy elektrociepłowni po modernizacji była największa.

6.3.1. Wyniki obliczeń

Całkowite roczne koszty produkcji ciepła i energii elektrycznej w elektrociepłowni przed modernizacją są sumą kosztów działania bloków ciepłowniczych K_R^{BC} i węglowych kotłów wodnych K_R^{KW}:

$$\left(K_R^{EC}\right)^{ist} = K_R^{BC} + K_R^{KW} . \tag{6.9}$$

Wartość całkowitych kosztów rocznych K_R^{KW} we wzorze (6.9) jest oczywiście sumą kosztów stałych $K_{R\,st}^{KW}$ (amortyzacji, kosztów remontów, płac) i kosztów zmiennych $K_{R\,zm}^{KW}$ (kosztów paliwa i energii elektrycznej na potrzeby własne, kosztu wody uzupełniającej, kosztu za gospodarcze korzystanie ze środowiska naturalnego); $K_R^{KW} = K_{R\,st}^{KW} + K_{R\,zm}^{KW}$. Wartość kosztów $K_{R\,st}^{KW}$, z uwagi że kotły węglowe są kotłami rezerwowo-szczytowymi, jest kilkakrotnie razy większa od kosztów $K_{R\,zm}^{KW}$. Roczne koszty działania elektrociepłowni po

jej modernizacji za pomocą bloku gazowo-parowego i szczytowych gazowych kotłów wodnych wynosić będą (kotły węglowe będą wyłączone z ruchu):

$$\left(K_R^{EC}\right)^{\text{mod}} = K_R^{BC} + K_R^{G-P} + K_R^{KG} + K_{R\,st}^{KW}. \tag{6.10}$$

Znamionowa moc cieplna bloku gazowo-parowego $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ o całkowitych rocznych kosztach działania K_R^{G-P}, pokrywająca potrzeby cieplne powyżej maksymalnej mocy cieplnej bloków ciepłowniczych równej $\dot{Q}^{BC} = 698$ MW, zawiera się w przedziale $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} \in \langle 0; 502\ MW \rangle$ (502=1200-698; $\dot{Q}_{c\,\max}^{EC} = 1200$ MW - maksymalna moc cieplna elektrociepłowni, rys. 6.4). Brakującą moc, będącą różnicą między maksymalną mocą szczytową równą 502 MW, a mocą $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ bloku gazowo–parowego, należy uzupełnić za pomocą inwestycyjnie tanich, gazowych kotłów wodnych o mocy $\dot{Q}_g^{KG} = 502 - \dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ i całkowitych rocznych kosztach działania K_R^{KG}. Po znalezieniu optymalnej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego $\dot{Q}_{g\,zn\,opt}^{G-P}$ - z wykorzystaniem krzywych regresji nakładów inwestycyjnych dla bloku i gazowych kotłów - należy rozpatrzyć sytuację, że nowe gazowe kotły wodne zastępuje się odnowionymi i zmodernizowanymi istniejącymi węglowymi kotłami wodnymi. Można wówczas oczekiwać, że jeżeli nakłady inwestycyjne na odnowienie i modernizację istniejących kotłów wodnych nie będą znacząco większe od nakładów na nowe kotły gazowe, to tym samym dodatkowo (spalany bowiem będzie w kotłach tańszy od gazu węgiel) poprawi się efektywność ekonomiczna modernizacji elektrociepłowni poprzez budowę bloku gazowo – parowego.

Z warunku (6.5) otrzymuje się równanie na graniczną (minimalną) cenę energii elektrycznej, dla której modernizacja elektrociepłowni poprzez budowę bloku gazowo – parowego na gaz ziemny byłaby już opłacalna :

$$e_{el}^{gr} \geq \frac{K_R^{G-P} + K_R^{KG} - K_{R\,zm}^{KW}}{E_{el}^{G-P}}. \tag{6.11}$$

Jak już zaznaczono, jeżeli nie jest znana rzeczywista wartość $K_{R\,zm}^{KW}$, to można ją każdorazowo dla rozważanego przypadku oszacować, biorąc pod uwagę obniżenie lub, jak w rozważanym przypadku, brak produkcji energii cieplnej w istniejących kotłach węglowych. Głównymi składnikami tego kosztu

jest uniknięty koszt zakupu węgla oraz koszt energii elektrycznej na potrzeby własne kotłów.

Z kryterium maksymalizacji zysku pracy elektrociepłowni, równoznacznego z minimalizacją przyrostu rocznych kosztów produkcji ciepła grzejnego $K_R^{G-P} + K_R^{KG} - K_{R\,zm}^{KW} - E_{el}^{G-P} e_{el} \rightarrow \min$, wynika optymalna wartość znamionowej mocy cieplnej bloku $\dot{Q}_{g\,zn\,opt}^{G-P}$ i optymalna wartość mocy elektrycznej turbozespołu gazowego $N_{el\,opt}^{TG} = \dot{Q}_{g\,zn\,opt}^{G-P} \sigma_{z\,\min}^{G-P} / (1+\kappa)$ (wzór (3.39)).

Całkowite roczne koszty (koszty kapitałowe i eksploatacyjne) pracy bloku gazowo-parowego i gazowych kotłów można przedstawić w funkcji znamionowej mocy cieplnej bloku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$:

$$K_R^{G-P} + K_R^{KG} = (z\rho + \delta_{rem}) J^{\mathrm{mod}} + K_{pal}^{G-P} + K_{pal}^{KG} + K_p + K_{wu} + K_m + K_{sr}, \tag{6.12}$$

$$J^{\mathrm{mod}} = J^{G-P} + J^{KG} + J_{dopr}^{gazu}, \tag{6.13}$$

przy czym w obliczeniach roczną stopę obsługi kapitału inwestycyjnego (amortyzacja + odsetki) oraz pozostałych kosztów stałych zależnych od nakładów inwestycyjnych (koszty konserwacji, remontów) przyjęto równą $z\rho + \delta_{rem} =$ 16,12 %/a dla stopy oprocentowania kapitału inwestycyjnego (kredytu) równej r = 8%, okresu budowy b = 2 lata i okresu eksploatacji N =15 lat (dodatek A).

Nakłady inwestycyjne „ pod klucz " J^{G-P} dla bloku można wyrazić w ujęciu liczbowym równaniem potęgowym (3.28), natomiast nakłady dla gazowych kotłów wodnych równaniem (3.30). Po zmianie jednostki mocy z kW na MW i po przeliczeniu nakładów jednostkowych na nakłady całkowite wzór (3.30) przedstawia się równaniem:

$$J^{KG} = 0{,}081(502 - \dot{Q}_{g\,zn}^{G-P})^{0.87} \qquad [\text{ mln USD }] \tag{6.14}$$

gdzie ich moc cieplna $\dot{Q}_g^{KG} = 502 - \dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ wyrażona jest w megawatach.

Wzór (6.14) został otrzymany z uśrednienia nakładów katalogowych „pod klucz" i ofert dostawców urządzeń. W rozważanym przypadku w bloku gazowo-parowym - niezależnie od jego znamionowej mocy cieplnej - powinien być zabudowany kocioł odzyskowy dwuciśnieniowy, ponieważ blok w

większości czasu τ_R^{G-P} pracuje w układzie czysto kondensacyjnym (rozdział 4), (rys.6.4). Nakłady inwestycyjne na blok można by wówczas równocześnie przyjąć jak dla elektrowni gazowo-parowej [5]. W rzeczywistości bowiem nakłady na elektrociepłownię i elektrownię z turbozespołem gazowym o tej samej mocy elektrycznej N_{el}^{TG} różnią się od siebie tylko w nieznacznym stopniu. Sumę kosztów kolejno: płac (blok nie spowoduje wzrostu zatrudnienia; w krajowych realiach w elektrociepłowniach i elektrowniach występują znaczne przerosty zatrudnienia), wody uzupełniającej, surowców nieenergetycznych i materiałów pomocniczych oraz opłat za gospodarcze korzystanie ze środowiska naturalnego $K_p + K_{wu} + K_m + K_{śr}$ we wzorze (6.12) jako wartości małej można bez popełnienia znaczącego błędu pominąć. Nakłady na doprowadzenie gazu J_{dopr}^{gazu} rurociągiem o śr. ϕ 300 mm i dł. 4,5 km wynoszą w rozważanym przypadku 0,9 mln USD.

Koszt gazu ziemnego spalanego w turbinie gazowej K_{pal}^{G-P} i uzupełniających szczytowych kotłach gazowych K_{pal}^{KG} wynosi (wzór (3.31)):

$$K_{pal}^{G-P} + K_{pal}^{KG} = \frac{\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}\sigma_{z\,min}^{G-P}}{(1+\kappa)\eta_{TG}}\tau_R^{G-P}e_g + \frac{\dot{Q}_{cz\acute{s}r}^{ec}\Big|_0^{\tau_{zn}} - \dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}}{\eta_{\acute{s}r}^{KG}}\tau_{zn}\,e_{pal} \qquad (6.15)$$

(w szczytowych kotłach uzupełniających blok gazowo-parowy może być spalane inne paliwo niż gaz ziemny o cenie e_{pal}); cenę gazu do przykładowych obliczeń optymalizacyjnych przyjęto równą e_g = 3,25 oraz 3,5 USD/GJ. Zmiana ceny gazu nie zmienia charakteru monotoniczności krzywych całkowitych rocznych kosztów pracy bloku gazowo-parowego i gazowych kotłów wodnych, przy czym analogicznie do (3.32) i (3.19):

$$\dot{Q}_{cz\acute{s}r}^{ec}\Big|_0^{\tau_{zn}} = \frac{\dot{Q}_{g\,max}^{ec}}{t_w - t_{z\,min}}\left\{t_w - t_{pg} + (t_{pg} - t_{z\,min})\left[1 + \left(\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}\right)^2\left(\frac{1}{3} - \frac{2}{7}\sqrt{\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}}\right) - \frac{3}{4}\sqrt[3]{\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}}\right]\right\} +$$

$$+ \dot{Q}_{z\,cwu}^{ec} + \dot{Q}_{para}^{ec} - \dot{Q}^{BC} \qquad (6.16)$$

$$\dot{Q}_{gzn}^{G-P} = \frac{\dot{Q}_{g\,max}^{ec}}{t_w - t_{z\,min}} \left\{ t_w - t_{pg} + (t_{pg} - t_{z\,min}) \left[1 - \sqrt[3]{\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}} + \left(\frac{\tau_{zn}}{\tau_z} \right)^2 \left(1 - \sqrt{\frac{\tau_{zn}}{\tau_z}} \right) \right] \right\} +$$

$$+ \dot{Q}_{zcwu}^{ec} + \dot{Q}_{para}^{ec} - \dot{Q}^{BC} \qquad (6.17)$$

gdzie:

$\tau_{zn} \in < 0; 906h >$; $\tau_z = 5088\ h$ - rys. 10.3; $\kappa = 0{,}25$; $\sigma_{z\,min}^{G-P} = 1$;

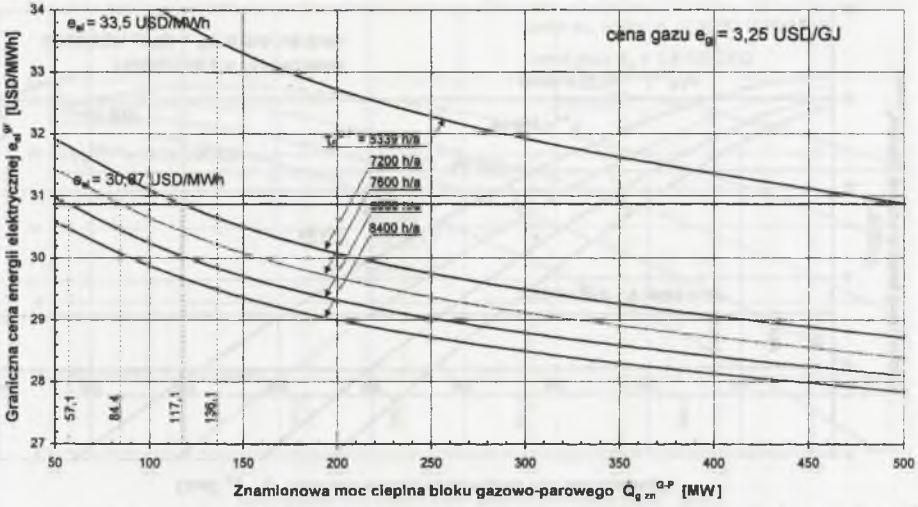
$\eta_{TG} = 0{,}35$; $\eta_{śr}^{KG} = 0{,}85$; $t_w = 20^o C$; $t_{pg} = 12^o C$; $t_{z\,min} = -20^o C$.

Moc cieplna kotłów węglowych jest nieznacznie większa od zapotrzebowania na moc szczytową 502 MW (= 1200 – 698), i tym samym nieznacznie większe są dla nich koszty stałe $K_{R\,st}^{KW}$, niż byłyby dla kotłów o mocy 502 MW. Produkcja w nich ciepła w ilości 388,1 TJ/a jest zgodna z uporządkowanym wykresem sumarycznego zapotrzebowania na ciepło grzejne, a jednostkowy koszt produkcji w nich ciepła wynosi $(k_{c\,śr}^{KW})^{ist}$ = 15,05 USD/GJ i można bez popełnienia znaczącego błędu traktować go jako wartość porównawczą w obliczeniach optymalizacyjnych.

Produkcję netto energii elektrycznej E_{el}^{G-P} w bloku gazowo-parowym oblicza się za pomocą wzoru:

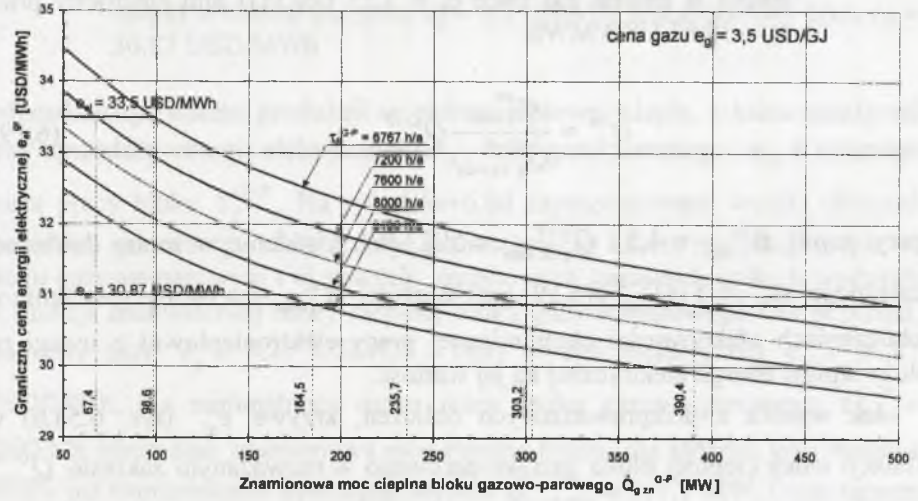
$$E_{el}^{G-P} = \left[\dot{Q}_{czśr}^{ec} \Big|_0^{906} 906\sigma_z^{ec} + 1{,}5\dot{Q}_{gzn}^{G-P} \frac{\sigma_{z\,min}^{G-P}}{1+\kappa} \left(\tau_R^{G-P} - 906 \right) \right] (1 - \varepsilon_{el}) \quad [\text{MWh}], \qquad (6.18)$$

gdzie: $\dot{Q}_{czśr}^{ec} \Big|_0^{906}$ i $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ wyrażone są w MW, a czas τ_R^{G-P} w godzinach. Wskaźnik elektrycznych potrzeb własnych bloku przyjęto równy ε_{el} = 4 % produkcji brutto w nim energii elektrycznej. Czynnik 1,5 znajdujący się w drugim składniku w nawiasie kwadratowym w równaniu (6.18) oznacza, że wartość mocy elektrycznej turbozespołu parowego dla jego pracy kondensacyjnej przyjęto równą $0{,}5\,N_{el}^{TG}$. Z analizy pracy bloku zgodnie z wykresem uporządkowanym zapotrzebowania ciepła grzejnego (rys. 6.4), wskaźnik skojarzenia elektrociepłowni można z dobrym przybliżeniem przedstawić zależnością:



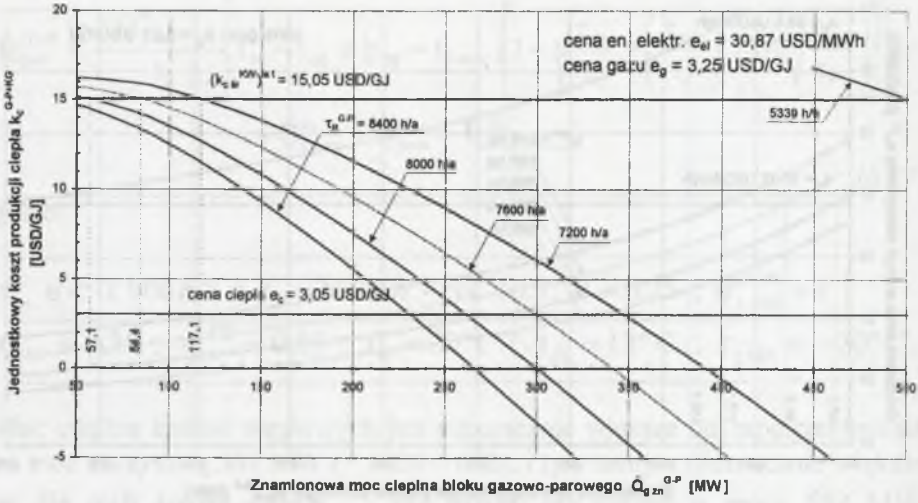
Rys. 6.5a. Graniczna cena energii elektrycznej w funkcji znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego dla ceny gazu ziemnego e_g = 3,25 USD/GJ

Fig. 6.5a. Marginal electricity price as a function of combined-cycle heat and power plant nominal heat output at the natural gas price e_g = 3,25 USD/GJ



Rys. 6.5b. Graniczna cena energii elektrycznej w funkcji znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego dla ceny gazu ziemnego e_g = 3,5 USD/GJ

Fig. 6.5b. Marginal electricity price as a function of combined-cycle heat and power plant nominal heat output at the natural gas price e_g = 3,5 USD/GJ



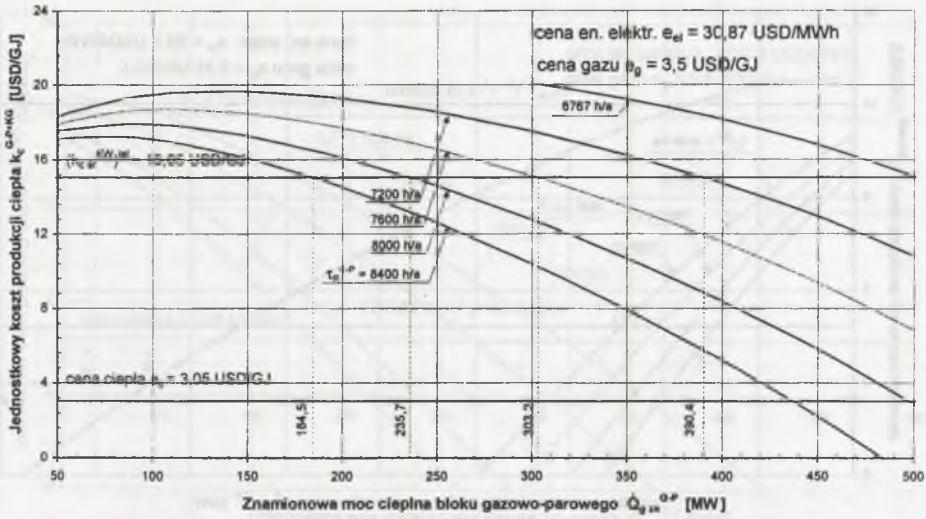
Rys. 6.6a. Jednostkowy koszt produkcji ciepła w bloku gazowo-parowym i gazowych kotłach szczytowych w funkcji znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego dla ceny gazu ziemnego e_g = 3,25 USD/GJ i dla ceny energii elektrycznej e_{el} = 30,87 USD/MWh

Fig. 6.6a. Specific cost of heat production in a combined-cycle heat and power plant and peak load gas boilers as a function of plant nominal heat output at natural gas price e_g = 3.25 USD/GJ and electricity price e_{el} = 30,87 USD/MWh

$$\sigma_z^{ec} = \frac{\sigma_{z\,\max}^{ec}}{\dot{Q}_{g\,zn\,\max}^{G-P}} \dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}, \tag{6.19}$$

przy czym: $\sigma_{z\,\max}^{ec} = 4{,}5$; $\dot{Q}_{g\,zn\,\max}^{G-P} = 502\,\text{MW}$. Ustalenie w miarę dokładnej zależności $\sigma_z^{ec} = f(\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P})$ (6.19) oraz wartości $\sigma_{z\,\max}^{ec}$ ma istotne znaczenie w obliczeniach efektywności ekonomicznej pracy elektrociepłowni z uwagi na duży wpływ energii elektrycznej na jej wartość.

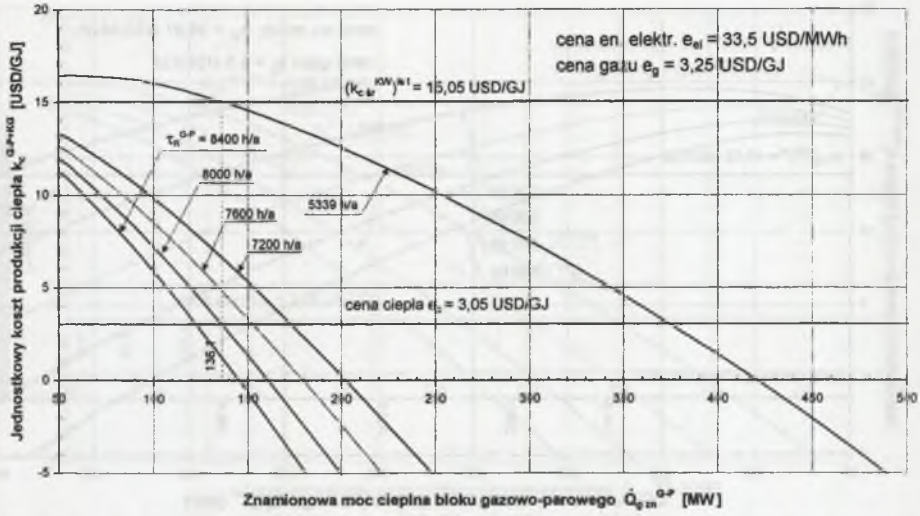
Jak wynika z przeprowadzonych obliczeń, krzywe e_{el}^{gr} (rys. 6.5a,b) w funkcji mocy cieplnej bloku gazowo-parowego w rozważanym zakresie $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ są silnie malejące i optymalną mocą $\dot{Q}_{g\,zn\,opt}^{G-P}$ jest moc jak największa, ograniczona tylko od góry możliwością sprzedaży do krajowego systemu elektroenergetycznego (KSE) wytwarzanej w elektrociepłowni energii elektrycznej. Istnieje zatem tylko minimalna moc cieplna bloku gazowo-parowego $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$, tj. taka moc, powyżej której następuje już obniżenie



Rys. 6.6b. Jednostkowy koszt produkcji ciepła w bloku gazowo-parowym i gazowych kotłach szczytowych w funkcji znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego dla ceny gazu ziemnego e_g = 3,5 USD/GJ i dla ceny energii elektrycznej e_{el} = 30,87 USD/MWh

Fig. 6.6b. Specific cost of heat production in a combined-cycle heat and power plant and peak load gas boilers as a function of plant nominal heat output at natural gas price e_g = 3.5 USD/GJ and electricity price e_{el} = 30,87 USD/MWh

jednostkowego kosztu produkcji w elektrociepłowni ciepła, i która zależy od ceny sprzedaży energii elektrycznej e_{el}, ceny gazu ziemnego e_g i rocznego czasu pracy bloku τ_R^{G-P}. Na rys. 6.5a÷6.6d zaprezentowano wyniki obliczeń granicznej ceny energii elektrycznej i jednostkowego kosztu produkcji ciepła w bloku gazowo-parowym i w nowych, szczytowych gazowych kotłach wodnych w funkcji znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego. Na przykład, dla ceny gazu e_g = 3,25 USD/GJ i ceny energii elektrycznej e_{el} = 30,87 USD/MWh, dla minimalnego czasu pracy bloku gazowo-parowego $\tau_{R\,\min}^{G-P}$ = 7200 h/a minimalna znamionowa moc cieplna bloku (dla którego jego budowa byłaby już ekonomicznie opłacalna) wynosi $\dot{Q}_{g\,zn\,\min}^{G-P}$ = 117,1 MW, i tym samym dla $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ >117,1 MW jednostkowy koszt k_c^{G-P+KG} jest już mniejszy od $(k_{c\,dr}^{KW})^{ist}$ = 15,05 USD/GJ. Przeprowadzone obliczenia wykazują, że w rozważanym przypadku modernizacji elektrociepłowni przez budowę bloku

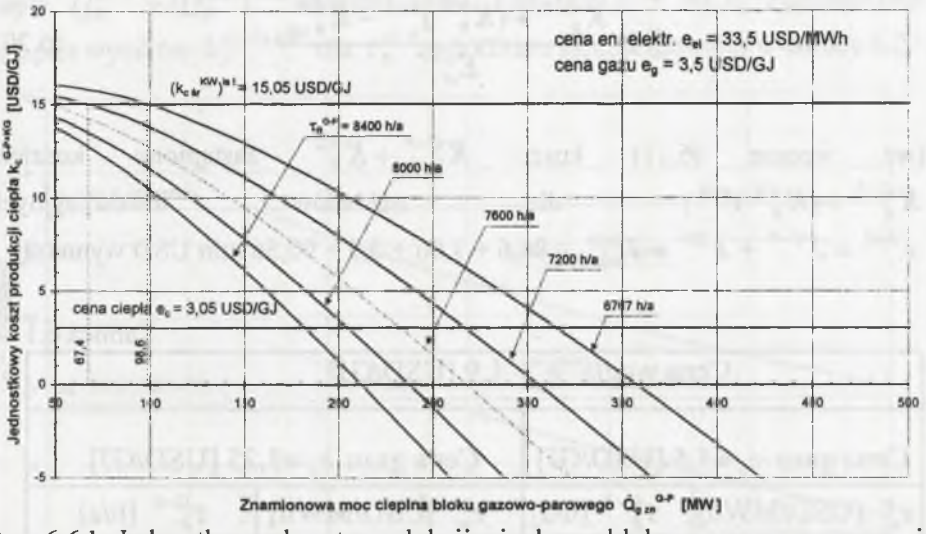


Rys. 6.6c. Jednostkowy koszt produkcji ciepła w bloku gazowo-parowym i gazowych kotłach szczytowych w funkcji znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego dla ceny gazu ziemnego e_g = 3,25 USD/GJ i dla ceny energii elektrycznej e_{el} = 33,5 USD/MWh

Fig. 6.6c. Specific cost of heat production in a combined-cycle heat and power plant and peak load gas boilers as a function of plant nominal heat output at natural gas price e_g = 3,25 USD/GJ and electricity price e_{el} = 33,5 USD/MWh

gazowo-parowego znacznie większy wpływ na efektywność ekonomiczną modernizacji ma zmiana ceny energii elektrycznej niż zmiana ceny gazu – rys. 6.6a ÷ 6.6d.

Decyzja o wyborze wielkości mocy bloku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ należy do właściciela elektrociepłowni, jego zasobów finansowych, możliwości sprzedaży energii elektrycznej do KSE oraz dostaw gazu do turbiny gazowej.



Rys. 6.6d. Jednostkowy koszt produkcji ciepła w bloku gazowo-parowym i gazowych kotłach szczytowych w funkcji znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego dla ceny gazu ziemnego e_g = 3,5 USD/GJ i dla ceny energii elektrycznej e_{el} = 33,5 USD/MWh

Fig. 6.6d. Specific cost of heat production in a combined-cycle heat and power plant and peak load gas boilers as a function of plant nominal heat output at natural gas price e_g = 3,5 USD/GJ and electricity price e_{el} = 33,5 USD/MWh

6.3.2. Ocena efektywności ekonomicznej modernizacji elektrociepłowni

Do oceny efektywności ekonomicznej modernizacji elektrociepłowni przyjęto blok gazowo-parowy oparty na turbinie gazowej GT11N2 o elektrycznej mocy znamionowej w N_{el}^{TG} = 115,5 MW i sprawności brutto $\eta_{TG} = 34{,}9\%$. Znamionowa moc cieplna bloku wynosi wówczas $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} \cong 144$ MW. Jako uzupełniające źródło ciepła dla bloku przyjęto istniejące węglowe kotły wodne, dla których nakłady inwestycyjne na niezbędne prace remontowe i modernizacyjne, wynoszące $J^{KW} = 9{,}06$ mln USD, okazały się mniejsze od nakładów „pod klucz" na nowe kotły gazowe (wzór 6.14). Nakłady inwestycyjne „pod klucz" dla bloku gazowo-parowego wynoszą $J^{G-P} = 80{,}6$ mln USD.

Przykładowe graniczne ceny energii elektrycznej:

$$e_{el}^{gr} \geq \frac{K_R^{G-P} + (K_R^{KW})^{\mathrm{mod}} - K_{R\,zm}^{KW}}{E_{el}^{G-P}} \tag{6.20}$$

(we wzorze (6.11) koszt $K_R^{G-P} + K_R^{KG}$ zastąpiono kosztem $K_R^{G-P} + (K_R^{KW})^{\mathrm{mod}}$) dla nakładów inwestycyjnych $J^{\mathrm{mod}} = J^{G-P} + J^{KW} + J_{dopr}^{gazu} = 80{,}6 + 9{,}06 + 0{,}9 = 90{,}56$ mln USD wynoszą:

Tablica 6.1

Cena węgla e_{pal} 1,9 [USD/GJ]			
Cena gazu e_g =3,5 [USD/GJ]		Cena gazu e_g =3,25 [USD/GJ]	
e_{el}^{gr} [USD/MWh]	τ_R^{G-P} [h/a]	e_{el}^{gr} [USD/MWh]	τ_R^{G-P} [h/a]
31,00	8400	29,24	8400
31,34	8000	29,58	8000
31,71	7600	29,95	7600
32,13	7200	30,36	7200
32,63	6767	30,86	6767
34,88	5339	33,11	5339

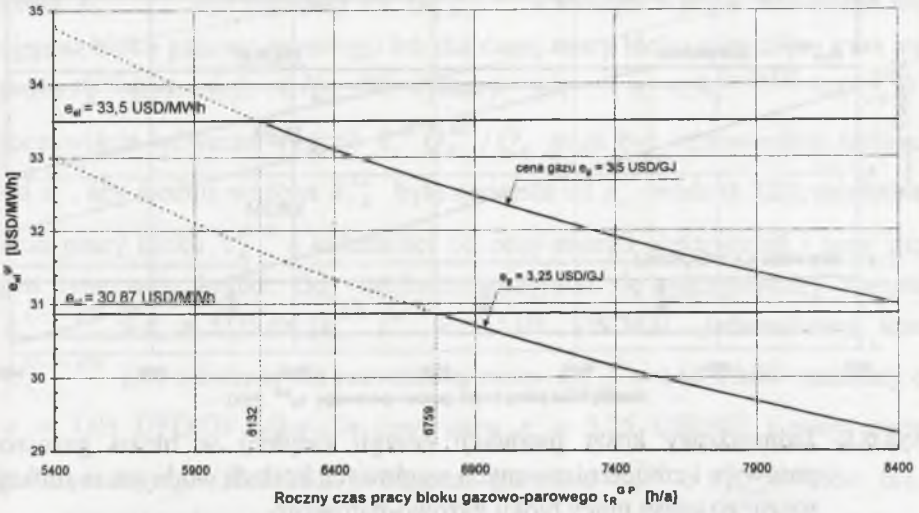
Pełny zakres wartości e_{el}^{gr} w funkcji czasu τ_R^{G-P} przedstawiono na rys. 6.7.

Aktualna cena sprzedaży przez elektrociepłownię energii elektrycznej do KSE wynosi e_{el} = 30,87 [USD/MWh]. Jednostkowy koszt produkcji ciepła w bloku gazowo-parowym i zmodernizowanych kotłach wodnych k_c^{G-P+KW} w funkcji czasu τ_R^{G-P} jest równy:

$$k_c^{G-P+KW} = \frac{K_R^{G-P} + (K_R^{KW})^{\mathrm{mod}} + K_{R\,st}^{KW} - E_{el}^{G-P} e_{el}}{Q_R^{G-P} + (Q_R^{KW})^{\mathrm{mod}}}. \tag{6.21}$$

Wartość rocznych kosztów $K_R^{G-P} + (K_R^{KW})^{\mathrm{mod}}$ we wzorach (6.20) i (6.21) wyliczano za pomocą wzorów (6.12) i (6.15), przy czym średnią sprawność energetyczną zmodernizowanych kotłów wodnych przyjęto jak dla kotłów gazowych równą 0,85 oraz cenę węgla przyjęto e_{pal} = 1,9 [USD/GJ]. Wartość

ciepła $Q_R^{G-P} + (Q_R^{KW})^{mod}$ wynosi 388,1 TJ/a (291,8 + 96,3). Przykładowy komplet wyników k_c^{G-P+KW} dla τ_R^{G-P} = 8000 h/a zaprezentowano w tablicy 6.2.



Rys. 6.7. Graniczna cena energii elektrycznej w funkcji rocznego czasu pracy bloku gazowo-parowego dla dwóch cen gazu ziemnego: e_g = 3,25 USD/GJ; e_g = 3,5 USD/GJ

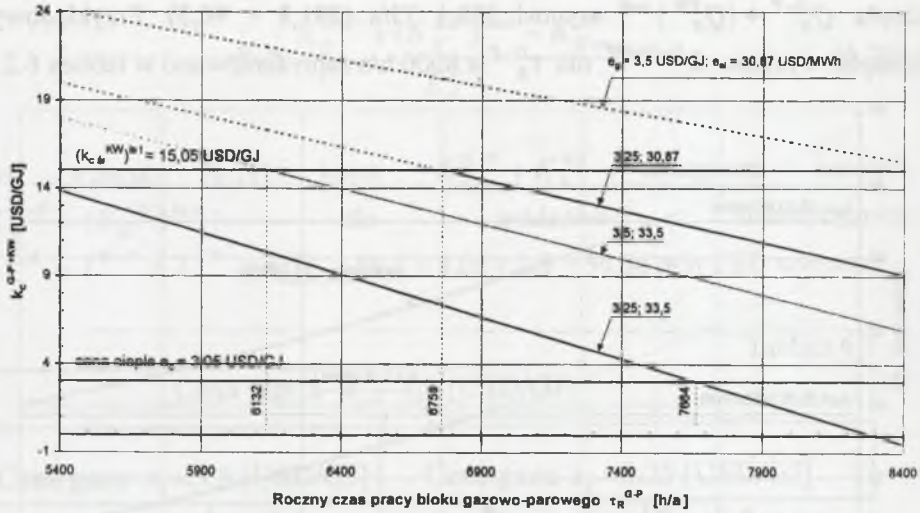
Fig. 6.7. Marginal electricity price as a function of the plant annual time of operation at two gas prices: 1 - e_g = 3,25 USD/GJ; 2 - e_g = 3,5 USD/GJ

Tablica 6.2

k_c^{G-P+KW} [USD/GJ]		e_{el} [USD/MWh]	
		30,87	33,5
cena gazu e_g [USD/GJ]	3,25	10,56	1,44
	3,50	16,67	7,56

Pełny zakres wartości k_c^{G-P+KW} w funkcji czasu τ_R^{G-P} przedstawiono na rys. 6.8.

Aktualna cena sprzedaży przez elektrociepłownię energii cieplnej wynosi e_c = 3,05 USD/GJ. Oczywiście cena ta musi być większa od średnioważonego jednostkowego kosztu produkcji ciepła w elektrociepłowni:



Rys.6.8. Jednostkowy koszt produkcji energii cieplnej w bloku gazowo-parowym i zmodernizowanych węglowych kotłach wodnych w funkcji rocznego czasu pracy bloku gazowo-parowego

Fig. 6.8. Specific cost of heat production in combined-cycle plant and modernized water boilers as a function of the plant annual time of operation (for the gas and electricity prices respectively: 1 - e_g = 3,25 USD/GJ /e_{el} = 33,5 USD/MWh; 2 – 3,5/33,5; 3 – 3,25/30,87)

$$e_c \geq (k_{c\,śr}^{EC})^{ist} \geq (k_{c\,śr}^{EC})^{\mathrm{mod}} = k_c^{BC}\frac{Q_R^{BC}}{Q_R} + k_c^{G-P+KW}\frac{Q_R^{G-P} + (Q_R^{KW})^{\mathrm{mod}}}{Q_R}. \quad (6.22)$$

Obniżenie jednostkowego kosztu produkcji ciepła w elektrociepłowni po modernizacji wyraża się wzorem:

$$\Delta k_c^{EC} = \left(k_{c\,śr}^{EC}\right)^{\mathrm{mod}} - \left(k_{c\,śr}^{EC}\right)^{ist} = [k_c^{G-P+KW} - (k_{c\,śr}^{KW})^{ist}]\frac{Q_R^{G-P} + (Q_R^{KW})^{\mathrm{mod}}}{Q_R} =$$
$$= \frac{K_R^{G-P} + (K_R^{KW})^{\mathrm{mod}} - K_{R\,zm}^{KW} - E_{el}^{G-P}e_{el}}{Q_R}, \quad (6.23)$$

gdzie, jak już zaznaczono, jednostkowy koszt produkcji ciepła w ilości 388,1 TJ/a w istniejących kotłach wodnych wynosi $(k_{c\,śr}^{KW})^{ist}$ =15,05 USD/GJ.

Wartość Q_R zgodnie z uporządkowanym wykresem sumarycznego zapotrzebowania na ciepło grzejne wynosi Q_R =10671 TJ/a dla czasu τ_z =

5088 h i τ_l = 3312h, oraz $Q_R^{BC} = Q_R - [Q_R^{G-P} + (Q_R^{KW})^{\mathrm{mod}}] = 10\ 283$ TJ/a. Warunkiem koniecznym (wzór (6.1)) modernizacji elektrociepłowni jest, aby koszt k_c^{G-P+KW} był mniejszy od $(k_{c\,śr}^{KW})^{ist}$, z którego wynika minimalna moc cieplna bloku gazowo-parowego lub dla danej mocy bloku minimalny czas jego pracy τ_R^{G-P} (rys. 6.5, 6.6). W sytuacji gdy $e_c < k_c^{G-P+KW} < (k_{c\,śr}^{KW})^{ist}$ (oczywiście wówczas wartość $k_c^{BC} Q_R^{BC} / Q_R$ musi być odpowiednio mniejsza od e_c, aby średnia ważona $k_{c\,śr}^{EC}$ była mniejsza od e_c - wzór (6.22)), minimalny czas pracy bloku τ_R^{G-P} w zależności od ceny energii elektrycznej i ceny gazu jest relatywnie krótki. Gdy natomiast przyjmie się rygorystyczny warunek $k_c^{G-P+KW} \le e_c = 3{,}05 << (k_c^{KW})^{ist}$ = 15,05 USD/GJ, jednostkowy koszt k_c^{G-P+KW} jest wówczas dla rozważanej mocy $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} = 144{,}4$ MW mniejszy od e_c = 3,05 USD/GJ tylko dla ceny gazu e_g = 3,25 USD/GJ i ceny energii elektrycznej e_{el} = 33,5 USD/MWh oraz dla czasu $\tau_R^{G-P} > \tau_{R\,\min}^{G-P}$ = 7664 h/a – rys. 6.8 (aktualna cena sprzedaży energii elektrycznej do KSE, jak już zaznaczono, wynosi jednak tylko e_{el} = 30,87 USD/MWh). Ale nawet i wówczas, tzn. dla ceny e_{el} =33,5 USD/MWh, modernizacja nie gwarantowałaby jednak w konsekwencji znacznej obniżki jednostkowego kosztu Δk_c^{EC} i znacznego zwiększenia zysku pracy elektrociepłowni. Wynika to z małego udziału ciepła produkowanego w bloku i zmodernizowanych kotłach wodnych w całym cieple wyprodukowanym w elektrociepłowni. Udział ten wynosi zaledwie $[Q_R^{G-P} + (Q_R^{KW})^{\mathrm{mod}}] / Q_R = 3{,}6\%$.

Przyjęcie jako spalanego w kotłach wodnych zamiast węgla droższego na jednostkę energii oleju opałowego czy też gazu ziemnego pogorszyłoby, mimo relatywnie ich małych ilości, wyniki opłacalności ekonomicznej modernizacji elektrociepłowni. Zmiana nakładów inwestycyjnych na modernizację kotłów przy zmianie paliwa jest bowiem niewielka, jak również mała jest zmiana kosztów emisji zanieczyszczeń do środowiska naturalnego.

Wykorzystując wyliczony za pomocą wzoru (6.6) roczny przyrost zysku brutto $\Delta Z_R = -\Delta k_c^{EC} Q_R$ pracy elektrociepłowni, można wyliczyć czas zwrotu poniesionych na modernizację nakładów inwestycyjnych J^{mod} łącznie z odsetkami, jakie by w tym czasie „przyniósł" zainwestowany kapitał (wzór (A.23); dodatek A):

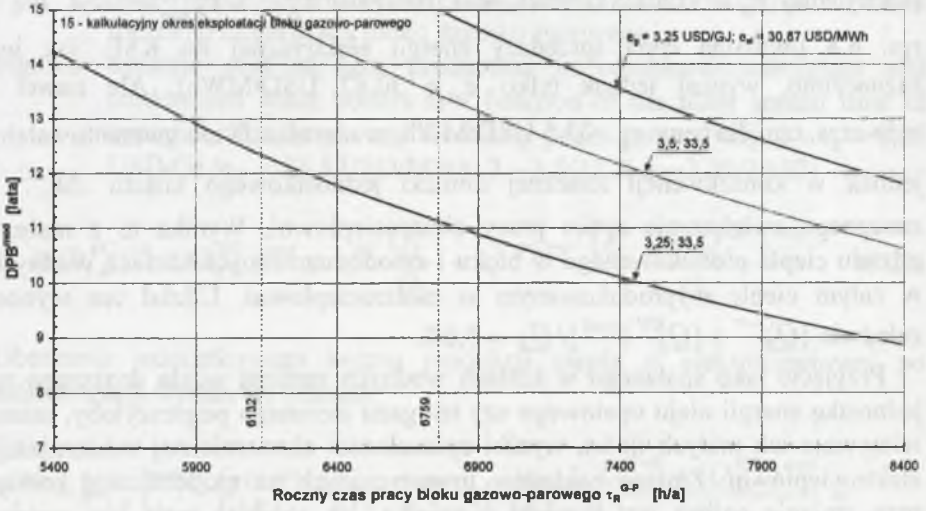
$$DPB^{\mathrm{mod}} = \frac{\ln \dfrac{\Delta Z_R (1-p) + z\rho J^{\mathrm{mod}}}{\Delta Z_R (1-p) + zsJ^{\mathrm{mod}}}}{\ln(1+r)}, \tag{6.24}$$

przy czym w obliczeniach wartość stopy podatku „p" od zysku brutto przyjęto równą $p = 24\%$.

Stopa raty amortyzacji oprocentowanej „s" we wzorze (6.24) wyraża się wzorem (A.6).

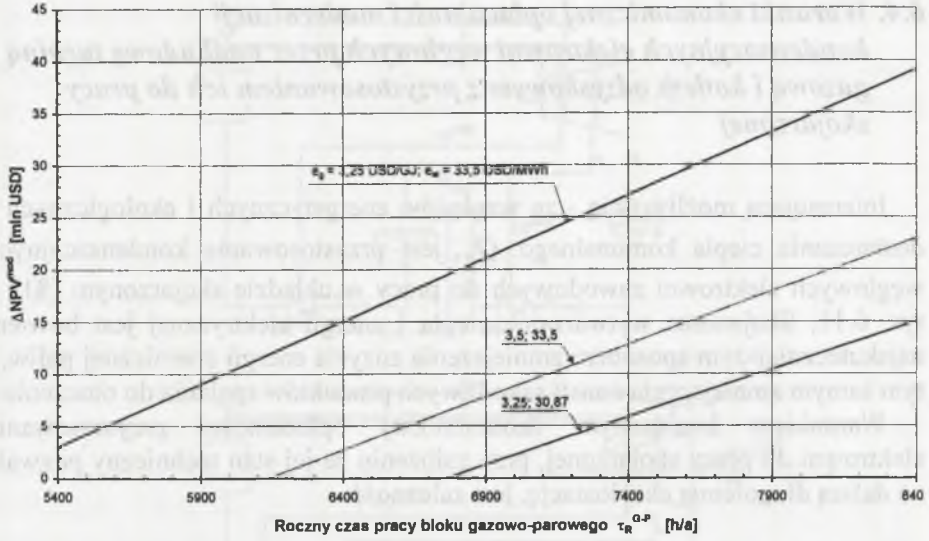
Sumaryczny przyrost zdyskontowanego zysku netto pracy elektrociepłowni wynikający z eksploatacji dobudowanego bloku gazowo-parowego i zmodernizowanych węglowych kotłów wodnych wynosi (wzór (A.21)):

$$\Delta NPV^{\mathrm{mod}} = \frac{\Delta Z_R (1-p)}{\rho}. \tag{6.25}$$



Rys. 6.9. Zdyskontowany okres zwrotu DPB^{mod} nakładów inwestycyjnych poniesionych na modernizację w funkcji rocznego czasu pracy bloku gazowo-parowego

Fig. 6.9. Discounted pay back period DPB^{mod} of the capital required for modernization as a function of the plant annual time of operation (for the gas and electricity prices respectively: 1 - e_g = 3,25 USD/GJ /e_{el} = 33,5 USD/MWh; 2 – 3,5/33,5; 3 – 3,25/30,87)



Rys. 6.10. Przyrost zdyskontowanego zysku netto ΔNPV^{mod} pracy zmodernizowanej elektrociepłowni w funkcji rocznego czasu pracy bloku gazowo-parowego

Fig. 6.10. Increase of discounted profit ΔNPV^{mod} after modernization as a function of the plant annual time of operation (for the gas and electricity prices respectively: 1 - e_g = 3,25 USD/GJ /e_{el} = 33,5 USD/MWh; 2 – 3,5/33,5; 3 – 3,25/30,87)

Wyniki wielowariantowych obliczeń e_{el}^{gr}, k_c^{G-P+KW}, DPB^{mod}, ΔNPV^{mod} w funkcji rocznego czasu pracy bloku gazowo-parowego τ_R^{G-P} przedstawiono kolejno na rys. 6.7, 6.8, 6.9, 6.10. Na przykład dla ceny gazu e_g = 3,5 USD/GJ i ceny energii elektrycznej e_{el} = 33,5 USD/MWh oraz $k_c^{G-P+KW} = (k_c^{KW})^{ist}$ =15,05 USD/GJ, minimalny czas pracy bloku gazowo-parowego wynosi 6132 h/a i dla τ_R^{G-P} > 6132 h/a budowa bloku byłaby opłacalna w tym większym stopniu, im dłuższy byłby czas τ_R^{G-P}. Dla ceny gazu e_g = 3,5 USD/GJ i ceny energii elektrycznej e_{el} = 30,87 USD/MWh budowa bloku przyniosłaby straty, bowiem w całym możliwym zakresie rocznego czasu pracy bloku τ_R^{G-P} jednostkowy koszt k_c^{G-P+KW} jest większy od $(k_{c\,śr}^{KW})^{ist}$ = 15,05 USD/GJ.

6.4. *Warunki ekonomicznej opłacalności modernizacji kondensacyjnych elektrowni węglowych przez nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym z przystosowaniem ich do pracy skojarzonej*

Interesującą możliwością - ze względów energetycznych i ekologicznych - dostarczania ciepła komunalnego Q_R jest przystosowanie kondensacyjnych węglowych elektrowni zawodowych do pracy w układzie skojarzonym [81] – rys. 6.11. Skojarzone wytwarzanie ciepła i energii elektrycznej jest bowiem najskuteczniejszym sposobem zmniejszenia zużycia energii chemicznej paliw, i tym samym zmniejszenia emisji szkodliwych produktów spalania do otoczenia.

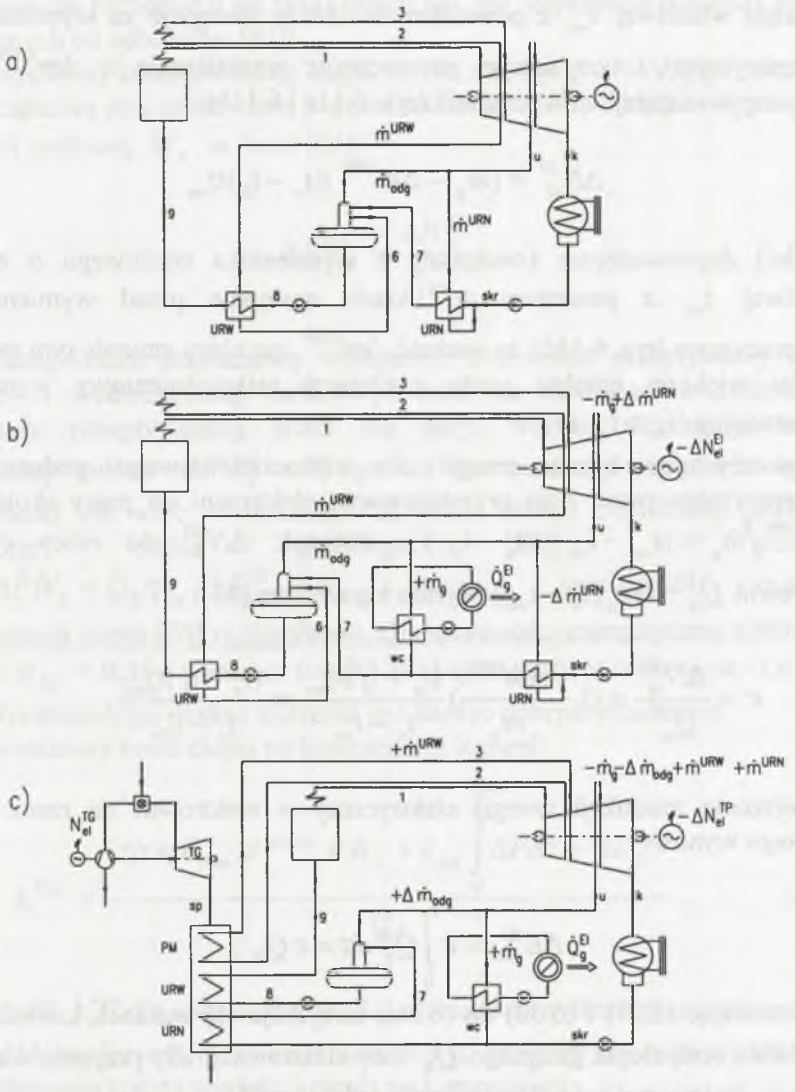
Warunkiem koniecznym ekonomicznej opłacalności przystosowania elektrowni do pracy skojarzonej, przy założeniu że jej stan techniczny pozwala na dalszą długoletnią eksploatację, jest zależność:

$$\Delta Z_R = Q_R\, e_c - \Delta E^{El}_{el,R}\, e_{el} - \Delta K^{El}_R \geq 0\,. \tag{6.26}$$

Przychód ze sprzedaży energii cieplnej $Q_R\, e_c$ musi więc co najmniej w całości pokryć zmniejszenie przychodu ze sprzedaży energii elektrycznej $\Delta E^{El}_{el,R}\, e_{el}$ oraz przyrost rocznych kosztów działania elektrowni ΔK^{El}_R. Przyrost rocznych kosztów działania elektrowni ΔK^{El}_R związany jest z relatywnie małymi (pod warunkiem że odbiorcy ciepła znajdują się w pobliżu elektrowni) nakładami inwestycyjnymi na przystosowanie elektrowni do pracy skojarzonej (nakładami na magistralę cieplną z pompami sieciowymi, stację wymienników ciepła, przystosowanie turbin do poboru upustowej pary grzejnej, instalację uzupełniania magistrali cieplnej utrzymującą w niej konieczne ciśnienie statyczne wody sieciowej) $J^{przyst} = J^{mag}_{ciep} + J^{stac}_{wym} + J^{przyst}_{turbin} + J^{inst}_{uzup}$, oraz dodatkowym kosztem K_P energii elektrycznej do napędu pomp przetłaczających wodę sieciową i pomp uzupełniających:

$$\Delta K^{El}_R = (z\rho + \delta_{rem}) J^{przyst} + K_P\,. \tag{6.27}$$

Założono, że koszty płac w elektrowni nie ulegną zmianie. Zmniejszenie mocy elektrycznej ΔN^{El}_{el} wynika z poboru upustowej pary grzejnej $\dot{m}_g$ do wymiennika sieciowego. Pobór pary wywołuje zmniejszenie równocześnie ilości wody zasilającej podgrzewanej w niskociśnieniowym regeneracyjnym wymienniku ciepła (jeżeli doprowadzenie kondensatu z wymiennika sieciowego



Rys. 6.11. Schemat ideowy: a) elektrowni kondensacyjnej; b) przystosowanej elektrowni kondensacyjnej do pracy skojarzonej; c) przystosowanej elektrowni kondensacyjnej do pracy skojarzonej nadbudowanej turbiną gazową i kotłem odzyskowym; PM, URW, URN – kolejno przegrzew międzystopniowy, układ regeneracji wysoko- i niskociśnieniowej

Fig. 6.11. Schemes of: a) condensing power plant; b) condensing power plant modified for heat and power production; c) condensing power plant modified for heat and power production by installation of gas turbine – HRSG module (PM – steam reheating, URW- high pressure regeneration, URN – low pressure regeneration)

o entalpii właściwej i_{wc} z powrotem do układu następuje za wymiennikiem regeneracyjnym) i tym samym równoczesne zmniejszenie o $\Delta\dot{m}^{URN}$ pary grzewczej zasilającej ten wymiennik (rys. 6.11a i 6.11b):

$$\Delta N_{el}^{El} = (\dot{m}_g - \Delta\dot{m}^{URN})(i_u - i_k)\eta_{me}. \tag{6.28}$$

Jeżeli doprowadzenie kondensatu z wymiennika sieciowego o entalpii właściwej i_{wc} z powrotem do układu następuje przed wymiennikiem regeneracyjnym (rys. 6.11c), to wartość $\Delta\dot{m}^{URN}$ nie ulega zmianie tym razem w wyniku większej entalpii wody zasilającej niskociśnieniowy wymiennik regeneracyjny ($i_{wc} > i_{skr}$).

Wykorzystując bilans energii dla niskociśnieniowego podgrzewacza regeneracyjnego przed i po przystosowaniu elektrowni do pracy skojarzonej ($\Delta\dot{m}^{URN}/\dot{m}_g = (i_{wc} - i_{skr})/(i_u - i_{skr})$), stosunek ΔN_{el}^{El} do mocy cieplnej elektrowni $\dot{Q}_g^{El} = \dot{m}_g(i_u - i_{wc})$ wyraża się wzorem [81]:

$$\varepsilon = \frac{\Delta N_{el}^{El}}{\dot{Q}_g^{El}} = (1 - \frac{\Delta\dot{m}^{URN}}{\dot{m}_g})\frac{(i_u - i_k)\eta_{me}}{i_u - i_{wc}} = \frac{(i_u - i_k)\eta_{me}}{i_u - i_{skr}}. \tag{6.29}$$

Zmniejszenie produkcji energii elektrycznej w elektrowni na rzecz ciepła grzejnego wynosi:

$$\Delta E_{el,R}^{El} = \varepsilon \int_0^{\tau_R} \dot{Q}_g^{El} d\tau = \varepsilon Q_R. \tag{6.30}$$

Wstawiając (6.27) i (6.30) do (6.26), otrzymuje się warunek konieczny na minimalną cenę ciepła grzejnego Q_R loco elektrownia, aby przystosowanie jej do pracy skojarzonej było ekonomicznie opłacalne [81]:

$$e_c \geq \frac{(z\rho + \delta_{rem})J^{przyst} + K_P}{Q_R} + \varepsilon e_{el}. \tag{6.31}$$

Gdy w zależności (6.31) zachodzi znak równości ($\Delta Z_R = 0$), wówczas cena e_c wyraża jednostkowy koszt produkcji ciepła loco elektrownia. W [81] dla rozważonej elektrowni (4 bloki po 360 MW; maksymalne parametry przed turbiną: 18,3 MPa, 540/540°C; η_{Eel} = 0,36) koszt ten (już loco odbiorca)

wyliczono na poziomie 9,44 zł/GJ (koszt ten jest trzykrotnie mniejszy od cen pobieranych od odbiorców [81]).

Jednostkowy koszt produkcji ciepła można obniżyć przywracając elektrowni jej początkową moc elektryczną poprzez spalanie w kotle dodatkowego węgla o wartości opałowej W_d w ilości [81]:

$$\Delta \dot{P} W_d = \frac{\Delta N_{el}^{El}}{\eta_{Eel}}. \tag{6.32}$$

Najczęściej kocioł ma rezerwę wydajności oraz układ przepływowy części wysoko- i średnioprężnej turbiny pozwala na równoczesne zwiększenie strumienia przepływającej przez nią pary. Wartość strumienia energii chemicznej paliwa $\Delta \dot{P} W_d$ zużytego na kompensację strumienia energii elektrycznej jest więc równocześnie zużyciem energii chemicznej paliwa na produkcję ciepła grzejnego [81], i stosunek $\dot{Q}_g^{El} / \Delta \dot{P} W_d = Q_R \eta_{Eel} / \Delta E_{el.R}^{El} = \eta_{Eel} / \varepsilon$ oznacza sprawność cząstkową wytwarzania ciepła [76] w elektrowni. Dla sprawności energetycznej elektrowni równej η_{Eel} = 0,36 i wartości $\varepsilon \cong 0{,}1$ [81] sprawność ta wynosi ok. 3,6, co z termodynamicznego punktu widzenia jest bardzo dobrym rezultatem.

Jednostkowy koszt ciepła po kompensacji wynosi:

$$k_c^{kom} = \frac{(z\rho + \delta_{rem}) J^{przyst} + \dot{K}_P + e_{pal} \int_0^{\tau_R} \Delta \dot{P} d\tau + \Delta K_{śr}^{kom}}{Q_R}. \tag{6.33}$$

Wartość k_c^{kom} dla rozważonej w [81] elektrowni wyliczono na poziomie 8,2 zł/GJ. Odejmując od (6.31) zależność (6.33), uzyskuje się wartość obniżenia jednostkowego kosztu produkcji ciepła po kompensacji:

$$\Delta k_c = \varepsilon \left(e_{el} - \frac{e_{pal}}{W_d \eta_{Eel}} \right) - \frac{\Delta K_{śr}^{kom}}{Q_R}, \tag{6.34}$$

gdzie e_{pal} oznacza jednostkową (na jednostkę masy) cenę węgla.

Przyrost opłat $\Delta K_{śr}^{kom}$ za zanieczyszczanie środowiska związanych z dodatkową ilością spalanego rocznie węgla $\Delta P_R = \int_0^{\tau R} \Delta \dot{P} d\tau = \varepsilon Q_R / (W_d \eta_{Eel})$ w praktyce można pominąć jako wartość małą.

Dla rozważonej w [81] elektrowni, dla ceny ciepła np. tylko e_c = 20 zł/GJ (ceny mniejszej o ok. 30% od ceny aktualnej) oraz dla pozostałych danych wejściowych jak w [81], przyrost zdyskontowanego zysku netto (dodatek A) wynosi ΔNPV^{kom} = 168,15 mln zł (dla stopy podatku od zysku brutto równej p = 24%), a czas zwrotu poniesionych nakładów inwestycyjnych J^{przyst} = 116 mln zł na przystosowanie rozważonej elektrowni do pracy skojarzonej (dodatek A) wynosi DPB^{przyst} = 5,7 lat (przyjęto okres budowy b = 2 lata), co jest bardzo dobrym wynikiem.

Zamiast spalania w kotle dodatkowej ilości węgla, w celu zwiększenia produkcji energii elektrycznej, można nadbudować przystosowany do pracy skojarzonej układ węglowy turbiną gazową i kotłem odzyskowym [42, 43, 79, 80]. Sprzężenie równoległe obu układów polegałoby na przegrzewaniu pary międzystopniowej i podgrzewaniu wody zasilającej kocioł parowy w kotle odzyskowym zasilanym spalinami wylotowymi z turbiny gazowej. Powierzchniowe podgrzewacze regeneracyjne wysoko- i niskociśnieniowe byłyby wówczas całkowicie wyłączone, pozostałby tylko odgazowywacz – rys.6.11c. Przegrzewanie w kotle odzyskowym pary międzystopniowej zamiast produkcji w nim pary średnioprężnej pozwala na uniknięcie problemu dodatkowego przeciążenia układu łopatkowego tej części turbiny parowej o zwiększonej już bowiem przepustowości z uwagi na wyłączenie upustu regeneracyjnego wysokoprężnego. Ulegnie również zmniejszeniu w tej części kotła odzyskowego strata egzergii na skutek zmniejszenia różnic temperatur pomiędzy spalinami i parą (wzór (4.1)).

Warunkiem koniecznym ekonomicznej opłacalności nadbudowy elektrowni turbiną gazową i kotłem odzyskowym oraz przystosowania jej do pracy skojarzonej jest, aby roczny przychód ze sprzedaży energii cieplnej i dodatkowej energii elektrycznej przewyższał przyrost rocznych kosztów działania elektrowni związanych z jej modernizacją:

$$\Delta Z_R = Q_R e_c + (E_{el,R}^{TG} - \Delta E_{el,R}^{TP}) e_{el} - \Delta K_R^{El} \geq 0 . \qquad (6.35)$$

Zmniejszenie produkcji energii elektrycznej w turbozespole parowym $\Delta E_{el,R}^{TP} = \int_0^{\tau_R} \Delta N_{el}^{TP} d\tau$ wynika z poboru upustowej pary grzejnej $\dot{m}_g$ do

wymiennika sieciowego oraz dodatkowej pary $\Delta\dot{m}_{odg}$ do odgazowywacza (z uwagi na wyłączenie regeneracji wysokoprężnej). Równocześnie z uwagi na całkowite wyłączenie powierzchniowych podgrzewaczy regeneracyjnych wysoko- i niskociśnieniowych następuje zwiększenie mocy części średnio- i niskoprężnej turbozespołu:

$$\Delta N_{el}^{TP} = [(\dot{m}_g + \Delta\dot{m}_{odg})(i_u - i_k) - \dot{m}^{URW}(i_3 - i_k) - \dot{m}^{URN}(i_u - i_k)]\eta_{me}. \quad (6.36)$$

Z bilansu energii dla odgazowywacza przed i po przystosowaniu elektrowni do pracy skojarzonej (rys. 6.11a i c) wynika:

$$\Delta\dot{m}_{odg} = \dot{m}^{URW}\frac{i_6 - i_7}{i_u - i_7}. \quad (6.37)$$

Zmniejszenie mocy turbozespołu parowego w przypadku nadbudowy układu węglowego turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym (wzór 6.36) jest mniejsze niż w przypadku elektrowni przystosowanej tylko do pracy skojarzonej (wzór 6.28). Wynika to w głównej mierze z całkowitego wyłączenia układów regeneracji wysoko- i niskociśnieniowej.

Roczna produkcja netto energii elektrycznej w turbozespole gazowym o mocy brutto N_{el}^{TG} wynosi:

$$E_{el,R}^{TG} = N_{el}^{TG}(1 - \varepsilon_{el}^{TG})\tau_R, \quad (6.38)$$

gdzie: ε_{el}^{TG} - wskaźnik elektrycznych potrzeb własnych turbozespołu gazowego. Minimalna moc turbiny gazowej $N_{el\,\min}^{TG}$ wynika z koniecznej mocy cieplnej wylotowych z niej spalin $\dot{I}_{sp}$, zastępującej moc cieplną całkowicie wyłączonych wymienników regeneracyjnych wysoko- i niskociśnieniowych oraz moc cieplną przegrzewacza międzystopniowego $\dot{Q}^{URW} + \dot{Q}^{URN} + \dot{Q}^{PM}$:

$$\dot{I}_{sp} = \frac{N_{el}^{TG}}{\eta_{TG}} - N_{el}^{TG} \geq \frac{(\dot{Q}^{URW} + \dot{Q}^{URN} + \dot{Q}^{PM})}{\eta_{KO}}, \quad (6.39)$$

gdzie: η_{KO} - sprawność kotła odzyskowego. Oczywiście temperatury spalin w kotle odzyskowym w poszczególnych punktach muszą być większe od

temperatur pary międzystopniowej oraz wody zasilającej (η_{KO} w szczególności zależy od temperatury wody zasilającej niskociśnieniowej, tj. od zapotrzebowania na energię niskotemperaturową).

Jednostkowy koszt produkcji ciepła można wyrazić wzorem:

$$k_c^{TG} = \frac{(z\rho + \delta_{rem})(J^{przyst} + J^{TG}) + K_p + K_{pal}^{TG} + K_{śr}^{TG} - (E_{el,R}^{TG} - \Delta E_{el,R}^{TP})e_{el} - \Delta K_{pal} - \Delta K_{śr}}{Q_R} \quad (6.40)$$

Koszt zmniejszenie zużycia węgla w kotle parowym o sprawności energetycznej η_K w układzie skojarzonym oraz koszt gazu ziemnego spalanego w turbinie gazowej o sprawności energetycznej brutto η_{TG} kolejno wynoszą:

$$\Delta K_{pal} = \frac{(\dot{m}_1 - \dot{m}^{URW})(i_3 - i_2)}{\eta_K} e_{pal} \tau_R , \quad (6.41)$$

$$K_{pal}^{TG} = \frac{N_{el}^{TG}}{\eta_{TG}} e_g \tau_R , \quad (6.42)$$

gdzie e_{pal} i e_g oznaczają jednostkową (na jednostkę energii) cenę węgla i gazu, a $\dot{m}_1$ oznacza strumień pary świeżej produkowanej w kotle parowym (założono stałą jego wartość w powyższych wzorach).

Koszt $K_{śr}^{TG}$ dla układu gazowego oraz zmniejszenie opłat $\Delta K_{śr}$ związanych ze zmniejszeniem ilości spalanego rocznie węgla, przy obecnych cenach taryfowych opłat za gospodarcze korzystanie ze środowiska można w zasadzie we wzorze (6.40) pominąć.

W równaniu (6.40) założono, że względne wartości rocznych kosztów remontu δ_{rem} dla układu turbiny gazowej i dla układu produkcji ciepła w elektrowni są takie same.

Nadbudowa układu skojarzonego (rys.6.11b) turbiną gazową i kotłem odzyskowym (rys.6.11c) byłaby opłacalna, jeżeli:

$$k_c^{TG} - k_c^{kom} \le 0 . \quad (6.43)$$

Relacja (6.43) z wykorzystaniem zależności (6.33) i (6.40) umożliwia dyskusję nad wpływem różnych wielkości i parametrów na efektywność ekonomiczną

modernizacji przystosowanych do pracy skojarzonej elektrowni węglowych poprzez ich nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym. Zwrot relacji mniejszościowej w nierówności (6.43) w głównej mierze zależeć będzie od stosunku ceny energii elektrycznej do ceny gazu i węgla, oraz od mocy turbozespołu gazowego. Jak ponadto wynika z zależności (6.43), przychód ze sprzedaży energii elektrycznej wyprodukowanej w turbozespole gazowym co najmniej powinien pokryć utracony przychód $\Delta E_{el.R}^{TP} e_{el}$ oraz roczne koszty działania turbozespołu gazowego i kotła odzyskowego, pomniejszone o dodatnie efekty ekonomiczne związane z częścią węglową przystosowanej do pracy skojarzonej elektrowni (zmniejszone zużycie węgla w układzie).

Brak mechanizmów rynkowych w krajowej energetyce powoduje, że mimo korzyści energetycznych, ekologicznych, można oczekiwać, że i ekonomicznych [81], przystosowanie istniejących elektrowni kondensacyjnych do pracy skojarzonej i dostarczanie z nich ciepła komunalnego pozostanie raczej w obszarze rozważań teoretycznych. Również taryfy opłat za gospodarcze korzystanie ze środowiska naturalnego nie zachęcają do inwestowania w obniżanie emisji zanieczyszczeń. Ponadto najczęściej brak odbiorców ciepła w pobliżu elektrowni zawodowych nie będzie sprzyjać ich przystosowywaniu do równoczesnego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej (magistrale cieplne są bardzo kosztowne).

6.5. Wnioski

- Warunkiem koniecznym ekonomicznej opłacalności modernizacji elektrociepłowni przez nadbudowę turbiną gazową i zwiększenie produkcji energii elektrycznej w układzie - przy niezmiennej ilości wyprodukowanej w nim energii cieplnej - jest, aby cena sprzedaży energii elektrycznej była większa od ceny minimalnej e_{el}^{gr}, wyliczanej za pomocą wzoru (6.5), będącego ilorazem przyrostu rocznego kosztu działania elektrociepłowni przez przyrost rocznej produkcji energii elektrycznej w zmodernizowanym układzie. W metodzie przyrostowej niepotrzebna jest znajomość kosztów działania elektrociepłowni - co jest zaletą tej metody. Potrzebne koszty do wyliczenia progu efektywności modernizacji - to roczne koszty działania nowo powstałego układu gazowego oraz zmniejszenie kosztów działania istniejącego układu (głównie zmniejszenie kosztu paliwa) możliwych do oszacowania poprzez wykorzystanie efektu zastąpienia produkcji energii cieplnej w istniejących kotłach produkcją w kotle odzyskowym zasilanym spalinami wylotowymi z turbiny gazowej [52,70].
- Warunkiem wystarczającym ekonomicznej opłacalności modernizacji jest natomiast. aby obniżenie w jej wyniku jednostkowego kosztu produkcji

ciepła w elektrociepłowni o Δk_c^{EC} gwarantowało odpowiednio duży przyrost zdyskontowanego skumulowanego zysku netto ΔNPV^{mod}, oraz relatywnie krótki okres zwrotu DPB^{mod} poniesionych nakładów inwestycyjnych na tę modernizację.

- Każdy układ technologiczny istniejących komunalnych elektrociepłowni węglowych jest w zasadzie inny (występują w nich np. równocześnie turbiny parowe upustowo-kondensacyjne i przeciwprężne lub np. tylko turbiny przeciwprężne) [14-34,52,66,68-70]. Powoduje to dużą różnorodność warunków ich pracy i tym samym, jak już zaznaczono, nieograniczenie wielką liczbę możliwych wariantów ich modernizacji. Niemożliwe jest zatem, poza równaniem (6.5) i w przypadku istnienia ekstremum bezwarunkowego układem zależności (6.8), sformułowanie dodatkowych ogólnych warunków opłacalności ekonomicznej ich modernizacji. Każda modernizacja wymaga indywidualnego podejścia, uwzględnienia istniejącej infrastruktury elektrociepłowni, stanu technicznego urządzeń i związanych z tym nakładów inwestycyjnych na ich remont, sprawności urządzeń, kosztów amortyzacji części istniejącej, zadłużenia elektrociepłowni, kosztów użytkowania terenu itd. W krajowych realiach bardzo znaczący udział w rocznych kosztach działania istniejących elektrociepłowni mają koszty osobowe (koszty płac) z uwagi na duże przerosty zatrudnienia. W przypadku rozbudowy układu technologicznego istniejącej elektrociepłowni o cały blok gazowo-parowy, analiza musi uwzględniać ponadto moc istniejących turbin parowych (w przypadku odpowiednio dużej ich mocy można istniejący układ nadbudować tylko turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym [52, 69], oraz w razie potrzeby dodatkowo dobudować człon kondensacyjny do istniejących turbin parowych przeciwprężnych, aby umożliwić elastyczną całoroczną pracę układu, umożliwić dopasowywanie się do zmiennych potrzeb cieplnych) oraz parametry zasilającej je - najczęściej ze wspólnego kolektora - pary. Jak już zaznaczono, procedurę optymalizacyjną doboru optymalnej mocy bloku gazowo-parowego współpracującego z istniejącą elektrociepłownią należy każdorazowo przeprowadzać „indywidualnie". Nakłady inwestycyjne na blok gazowo-parowy często mogą być pomniejszane np. o nakłady na stację przygotowania wody. Może to wystąpić, co zazwyczaj w praktyce ma miejsce, w przypadku jej „przewymiarowania" w układzie istniejącym. Ponadto, w zależności od wartości wskaźnika skojarzenia istniejącej elektrociepłowni (mocy istniejących turbin parowych), należy optymalizację przeprowadzać wariantowo. Blok może pracować „w podstawie obciążenia" (pokrywać zapotrzebowanie na ciepło grzejne w dolnym zakresie uporządkowanego wykresu zapotrzebowania ciepła grzejnego) lub w górnym zakresie wykresu uporządkowanego. W drugim przypadku należy przeanalizować możliwość

zainstalowania w bloku kotła odzyskowego dwuciśnieniowego (w kotle w miejscu podgrzewacza wody sieciowej celem odebrania energii cieplnej od spalin w przedziale niskich temperatur powinny być zabudowane powierzchnie do produkcji pary niskoprężnej) i turbiny parowej dwuciśnieniowej, poprawiając tym samym sprawność elektryczną (egzergetyczną) układu i najczęściej jego efektywność ekonomiczną - pomimo zwiększonych nakładów inwestycyjnych na kocioł odzyskowy (od 25 do 40%) i turbinę parową (od 5 do 10%). Wskaźniki skojarzenia elektrociepłowni w odniesieniu do okresu rocznego w obu wariantach będą różne. Wariantem o globalnym optimum będzie ten, dla którego maksymalny zysk roczny będzie większy. Optymalny poziom znamionowej mocy turbozespołu gazowego zależy dodatkowo od relacji ceny gazu do ceny węgla. W przypadku ekonomicznie poprawnych cen nośników energii - ceny gazu ziemnego, węgla, energii elektrycznej - oraz ekonomicznie i technicznie uzasadnionych pozostałych składowych rocznych kosztów działania elektrociepłowni, należałoby się spodziewać, że optymalnym wariantem będzie wariant o większym wskaźniku skojarzenia. Z przeprowadzonych analiz wynika, że budowa i eksploatacja elektrociepłowni gazowo-parowej, będącej nowym podmiotem prawnym, nie obciążonej w żadnej mierze uwarunkowaniami socjalnymi i urządzeniami istniejącej elektrociepłowni jest efektywniejsza ekonomicznie [32]. W rozważonym konkretnym przypadku modernizacji elektrociepłowni poprzez jej rozbudowę o blok gazowo-parowy krzywe e_{el}^{gr} w funkcji mocy cieplnej bloku gazowo-parowego w analizowanym zakresie $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ są silnie malejące, i optymalną mocą $\dot{Q}_{g\,zn\,opt}^{G-P}$ jest moc jak największa. Wartość najmniejsza jednostkowego kosztu k_c^{G-P+KW} leży tym samym na ograniczeniu tego kosztu przez przyjętą moc turbiny N_{el}^{TG}. Moc ta w praktyce ograniczona jest tylko od góry możliwością sprzedaży do krajowego systemu elektroenergetycznego (KSE) wytwarzanej w elektrociepłowni energii elektrycznej. Istnieje zatem tylko minimalna moc cieplna bloku gazowo-parowego (zależna od ceny energii elektrycznej, ceny gazu i rocznego czasu pracy bloku), powyżej której następuje obniżenie już jednostkowego kosztu produkcji w elektrociepłowni ciepła. Decyzja więc o wyborze wielkości mocy bloku $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P}$ należy do właściciela elektrociepłowni, jego zasobów finansowych oraz możliwości sprzedaży energii elektrycznej do KSE i dostaw gazu do turbiny gazowej. W rozważonym przypadku budowa bloku gazowo-parowego o znamionowej mocy cieplnej $\dot{Q}_{g\,zn}^{G-P} \cong 144\,\mathrm{MW}$ i zmodernizowanie węglowych kotłów wodnych byłaby inwestycją opłacalną,

pod warunkiem że czas pracy bloku τ_R^{G-P} byłby większy od czasu minimalnego $\tau_{R\min}^{G-P}$. Czas $\tau_{R\min}^{G-P}$ maleje ze spadkiem ceny gazu e_g, wzrostem ceny energii elektrycznej e_{el}, oraz ze spadkiem żądanej obniżki jednostkowego kosztu produkcji ciepła w elektrociepłowni Δk_c^{EC}. Jedynie dla relatywnie dużej ceny energii elektrycznej powyżej 40 USD/MWh, i długiego rocznego czasu pracy bloku τ_R^{G-P}, obniżka jednostkowego kosztu ciepła Δk_c^{EC} byłaby na tyle duża, że wielkości DPB^{mod} oraz $\Delta NPV^{\mathrm{mod}}$ przyjmowałyby zadowalające wartości. Należy ponadto mieć na uwadze, że wprowadzony Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 15 grudnia 2000 r. obowiązek zakupu energii elektrycznej wytworzonej w skojarzeniu z produkcją ciepła nie dotyczy energii elektrycznej, wytworzonej ze sprawnością przemiany energii chemicznej paliwa w energię elektryczną i ciepło łącznie, mniejszą niż 65% obliczoną jako średnioroczną w roku kalendarzowym. Jeżeli w rozpatrywanym przypadku weźmie się pod uwagę całe ciepło i całą energię elektryczną wytworzoną w elektrociepłowni (blok jest bowiem jej częścią składową), to warunek minimalnej granicznej sprawności 65% będzie wówczas spełniony (sprawność obecnie budowanych elektrowni gazowo-parowych dochodzi do 60%, więc warunek średniorocznej sprawności 65% dla elektrociepłowni nie jest ostry), i przedsiębiorstwo energetyczne zajmujące się przesyłaniem i dystrybucją energii elektrycznej byłoby zobowiązane z mocy prawa do zakupu całej oferowanej energii po cenie zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 14 grudnia 2000 r. Jeżeli natomiast weźmie się pod uwagę tylko wytworzoną energię elektryczną i ciepło w bloku gazowo-parowym, pracującym bowiem jednak w większości rocznego czasu $\tau_{R\min}^{G-P}$ w układzie kondensacyjnym, to wówczas wspomniana sprawność będzie mniejsza od 65% (dla $\tau_{R\min}^{G-P} = 7664$ h/a sprawność średnioroczna wynosi ok. 53%). Z uwagi na powyższe oraz w aktualnej sytuacji niepewności co do przyszłych cen gazu i energii elektrycznej budowa bloku gazowo-parowego w rozważanej elektrociepłowni obarczona byłaby dużym ryzykiem finansowym. Dla aktualnej ceny sprzedaży energii elektrycznej z elektrociepłowni 30,87 USD/MWh oraz ceny gazu 3,5 USD/GJ jest wręcz nieopłacalna. W obecnych warunkach należałoby wykonać tylko niezbędne prace remontowe i modernizacyjne, aby doprowadzić istniejące kotły wodne do stanu technicznego pozwalającego na ich dalszą eksploatację i spełnienie przez nie ponadto norm dopuszczalnych emisji zanieczyszczeń do środowiska naturalnego. Jeżeli wzrost sprawności kotłów, zmniejszenie ich elektrycznych potrzeb własnych oraz obniżenie z nich emisji zanieczyszczeń

byłoby na tyle duże, że zmniejszone zużycie węgla i energii elektrycznej na potrzeby własne oraz zmniejszone opłaty za zanieczyszczanie środowiska byłyby większe od rocznych kosztów związanych z ich remontem i modernizacją, to również uzyskałoby się dodatni efekt ekonomiczny pracy elektrociepłowni.

- Modernizując elektrociepłownię, należy dążyć, aby dobudowywane urządzenia (turbozespół gazowy, kocioł odzyskowy) pracowały w podstawie obciążenia. Należy przy tym pamiętać, że „odstawiane" istniejące urządzenia węglowe będą obciążały swoimi kosztami stałymi roczne koszty działania zmodernizowanej elektrociepłowni. W sytuacji gdy pracujące w podstawie istniejące urządzenia wymagają dużych środków finansowych na ich remont i modernizację, zastąpienie ich układem gazowym (traktując przy tym wspomniane nakłady jako koszt uniknięty) może być, w zależności od relacji ceny gazu do ceny energii elektrycznej, źródłem znacznych korzyści energetycznych i ekonomicznych działania elektrociepłowni.
- Wprowadzenie odpowiednich taryf opłat za emisję szkodliwych substancji do otoczenia zdecydowanie uatrakcyjniłoby spalanie ekologicznego gazu ziemnego w turbinach gazowych.
- Przystosowanie istniejących elektrowni kondensacyjnych do pracy skojarzonej i dostarczanie z nich ciepła komunalnego - mimo korzyści energetycznych i ekologicznych, można oczekiwać że i ekonomicznych - pozostanie raczej w warunkach krajowych w sferze rozważań teoretycznych. Powodem tego jest zbyt wolno postępująca prywatyzacja i urynkowienie krajowej energetyki, hamująca tym samym inicjatywy gospodarcze w energetyce, jak również najczęściej brak odbiorców ciepła w pobliżu elektrowni zawodowych.

7. Wartość rynku ciepła i energii elektrycznej zasilanego z elektrociepłowni gazowo-parowej

7.1. Wstęp

Wartość rynku - to wyrażony w pieniądzu zysk, jaki można osiągnąć lokując na nim środki finansowe.

Postępująca prywatyzacja krajowych elektrowni, elektrociepłowni i ciepłowni, a w istocie prywatyzacja krajowego rynku energetycznego, wymaga wymiernych metod wyliczania jego wartości. Nasz rynek jest bardzo atrakcyjny, gdyż jest rynkiem dużym, i ponadto przewidywany wzrost zużycia energii elektrycznej jest jednym z najwyższych w Europie.

Istotnym problemem prywatyzacji jest wycena wartości istniejących ciepłowni, elektrociepłowni i elektrowni, a w istocie wycena wartości sprzedawanego rynku ciepła i energii elektrycznej. Końcowym celem wyceny rynku jest pozyskanie źródła finansowania modernizacji i restrukturyzacji istniejących ciepłowni, elektrociepłowni i elektrowni - pozyskanie niezależnych producentów energii IPP (Independent Power Producers). Krajowa energetyka wymaga bowiem bardzo dużych, rzędu wielu miliardów dolarów, nakładów inwestycyjnych na odnowienie, modernizację i restrukturyzację. Drogą do pozyskania tak ogromnych środków finansowych powinna być jej prywatyzacja i urynkowienie - mechanizmy rynkowe bowiem znacznie lepiej i szybciej przyczyniają się do rozwiązywania wielu trudnych problemów. W wielu krajach szybko rośnie liczba niezależnych producentów energii IPP, budujących i eksploatujących nowe elektrownie i elektrociepłownie. Niezależne firmy bardzo chętnie inwestują, gdy mają zagwarantowane w długoterminowych kontraktach zbyt i cenę produkowanej energii.

W rozdziale przedstawiono wyniki obliczeń z zastosowaniem jednej z wielu możliwych metod wyceny wartości dowolnego rynku, w tym rynku ciepła i energii elektrycznej - metody wewnętrznej stopy zwrotu inwestycji IRR. Odpowiednio wysoka stopa oprocentowania IRR angażowanego kapitału powinna być dużą zachętą dla IPP do inwestowania w energetykę. Rozpatrzono modernizację istniejącej elektrociepłowni węglowej poprzez budowę bloku gazowo-parowego na gaz ziemny. Nowa elektrociepłownia gazowo-parowa byłaby nowym podmiotem prawnym. Rolę urządzeń rezerwujących i ponadpodstawowych (szczytowych) pełniłaby istniejąca elektrociepłownia węglowa.

7.2. Metodologia wyceny wartości rynku. Wyniki obliczeń

W praktyce może powstać sytuacja, że zarząd istniejącej węglowej elektrociepłowni, mając podpisane długoterminowe kontrakty z wynegocjowanymi cenami na sprzedaż energii cieplnej i elektrycznej oraz zakup gazu ziemnego, z braku własnych środków finansowych lub w wyniku braku zdolności kredytowej, albo małej opłacalności ekonomicznej leasingu, jako najdroższej formy finansowania inwestycji (dodatek A) - na modernizację elektrociepłowni poprzez budowę bloku gazowo-parowego, może je pozyskać „sprzedając rynek" za pomocą tych umów jako aportu dla nowej inwestycji. Całkowite nakłady inwestycyjne „pod klucz" poniósłby w całości prywatny inwestor IPP, przyszły współwłaściciel bloku gazowo-parowego. Procentowa wartość udziału we współwłasności (udziału w zyskach) inwestora IPP byłaby jednak tylko równa wynikowi dzielenia różnicy wartości całkowitego zysku, jaki przynosi inwestycja, i wyliczonej wartości rynku (dla założonej wartości przyjętego kryterium jego wyceny) przez całkowity zysk.

Z reguły jako kryterium wyliczenia wartości rynku inwestor narzuca minimalną wartość oprocentowania IRR_{IPP} jakie ma mu przynieść zainwestowany kapitał. Tę minimalną, progową wartość wewnętrznej stopy zwrotu IRR_{IPP} kompensującą ryzyko inwestowania (będącą obok gwarancji w postaci długoterminowych kontraktów na zbyt i cenę produkowanej energii zachętą do inwestowania) inwestorzy wyznaczają na poziomie od ok. $IRR_{IPP} \geq$ 13%/rok (inwestorzy zagraniczni zazwyczaj na poziomie wyższym).

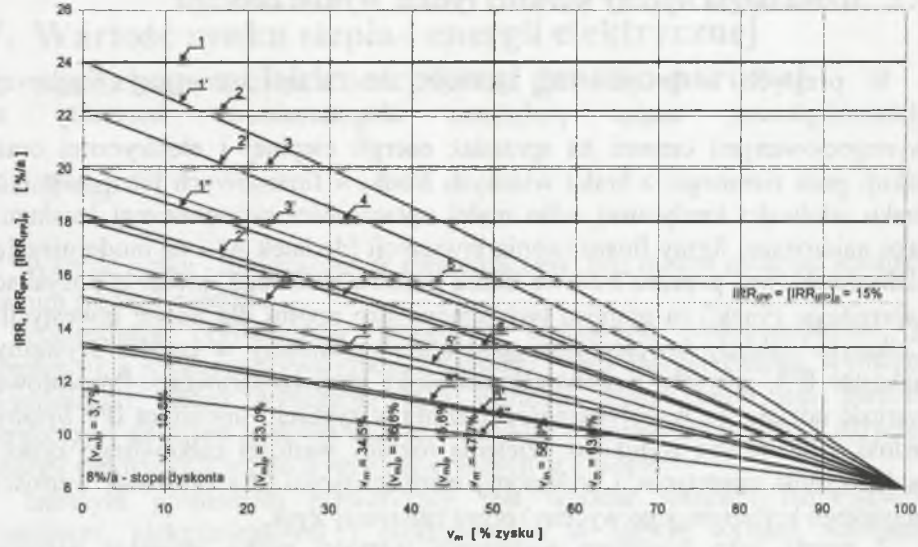
Wartość IRR_{IPP} dla inwestora dla założonej wartości rynku v_m, cen sprzedaży produkowanej energii elektrycznej e_{el} i cieplnej e_c oraz zakupu gazu ziemnego e_g można wyliczyć metodą kolejnych przybliżeń ze wzoru (dodatek A; wzór (A.17)):

$$[z\rho]_{IRR_{IPP}} J = [z\rho]_r J + [Z_R]_r (1 - v_m), \tag{7.1}$$

przy czym :

$[Z_R]_r$ oznacza średni roczny zysk brutto Z_R (wzór (A.14) – dodatek A) osiągany z eksploatacji elektrociepłowni, wyliczany dla stopy dyskonta r, wartość rocznej stopy zwrotu kapitału inwestycyjnego $[z\rho]_{IRR_{IPP}}$ wyrażona jest w funkcji stopy IRR_{IPP}, natomiast $[z\rho]_r$ w funkcji stopy r; całkowite nakłady inwestycyjne J poniesione na budowę bloku gazowo-parowego „pod klucz" ponosi IPP,

v_m - względna wartość rynku ciepła i energii elektrycznej wyliczana według przyjętego kryterium wyceny rynku, będąca procentową wartością udziału właściciela rynku w nowej inwestycji (procent wartości całkowitego zysku osiąganego w trakcie eksploatacji bloku gazowo-parowego).



Rys. 7.1. Oprocentowanie IRR, jakie przynosi zainwestowany kapitał w funkcji wartości rynku dla ceny gazu e_g = 3,25 USD/GJ (1÷6 - oprocentowanie IRR całkowite inwestycji; 1′÷6′ - oprocentowanie IRR_{IPP} dla inwestora IPP bez uwzględnienia podatku; 1″÷6″ - oprocentowanie $[IRR_{IPP}]_p$ dla inwestora IPP z uwzględnieniem podatku - odpowiednio dla ceny energii elektrycznej i cieplnej: 1,1′,1″ - e_{el} = 44 USD/MWh/e_c = 4 USD/GJ; 2,2′,2″- 44/2; 3,3′,3″- 40/4; 4,4′,4″- 40/2; 5,5′,5″- 36/4; 6,6′,6″- 36/2)

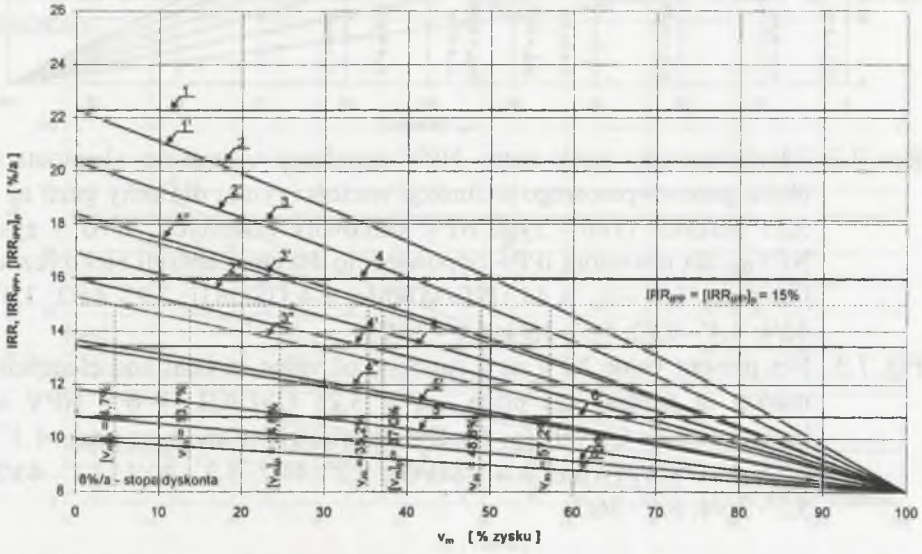
Fig. 7.1. Internal rate of return IRR as a function of value of heat and electricity market at natural gas price e_g = 3,25 USD/GJ (1÷6 - IRR of investment; 1′÷6′ - IRR_{IPP} for IPP without a tax; 1″÷6″ - $[IRR_{IPP}]_p$ for IPP with a tax - at electricity and heat price: 1,1′,1″ - e_{el} = 44 USD/MWh/e_c = 4 USD/GJ; 2,2′,2″- 44/2; 3,3′,3″- 40/4; 4,4′,4″- 40/2; 5,5′,5″- 36/4; 6,6′,6″- 36/2)

Do obliczeń przyjęto następujące wartości badanych parametrów:

- cenę energii elektrycznej: e_{el} = 36; 40; 44 USD/MWh,
- cenę ciepła: e_c = 2; 4 USD/GJ,
- cenę gazu: e_g = 3,25; 3,5 USD/GJ.

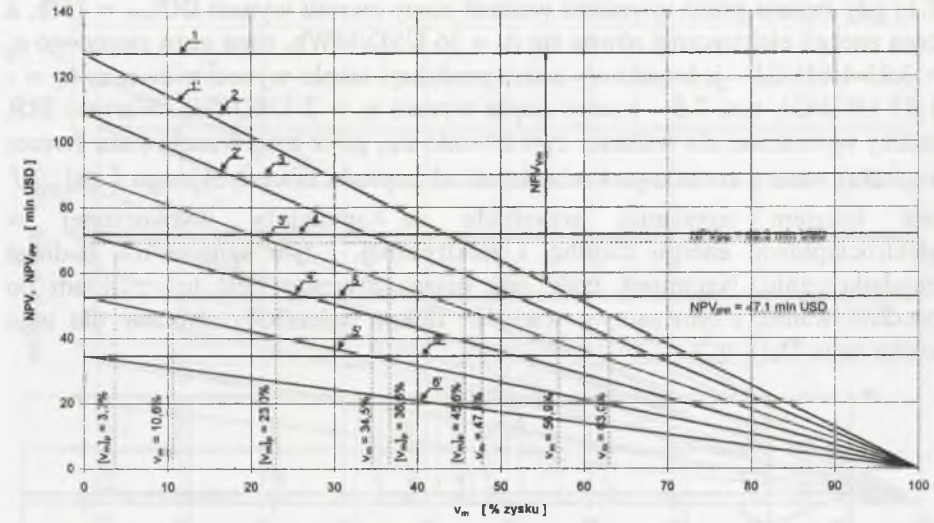
Wartość całkowitej wewnętrznej stopy zwrotu inwestycji IRR wyznacza się z równania (7.1) dla v_m = 0. Oczywiście musi zachodzić zależność $IRR_{IPP} \leq$ IRR (gdy IRR_{IPP} = IRR, jedynym właścicielem nowej inwestycji jest IPP). W przeciwnym wypadku rynek ciepła i energii elektrycznej dla IPP jest całkowicie nieatrakcyjny (np. ma to miejsce w rozważanym przypadku, w sytuacji (rys.

7.1) gdy żądana przez inwestora wartość stopy zwrotu wynosi IRR_{IPP} = 15%, a cena energii elektrycznej równa się e_{el} = 36 USD/MWh, cena gazu ziemnego e_g = 3,25 USD/GJ - jednostkowy koszt produkcji ciepła wynosi wówczas k_c = - 1,83 USD/GJ, rys. 7.5 - i cena ciepła wynosi e_c = 2 USD/GJ). Wartość IRR należy wyznaczać dla wartości zysku brutto Z_R, gdyż amortyzacja (rata zwrotu kapitału) wraz z corocznymi odsetkami od kapitału inwestycyjnego $[z\rho]_{IRR} J$ jest kosztem uzyskania przychodu ze sprzedaży wytworzonej w elektrociepłowni energii cieplnej i elektrycznej, i tym samym nie podlega opodatkowaniu. Natomiast zysk, jaki osiąga inwestor, jest już zyskiem po opodatkowaniu, i tym samym wartość IRR_{IPP} należałoby obliczać dla tego zysku netto $D_R(1-v_m)$:



Rys. 7.2. Oprocentowanie IRR, jakie przynosi zainwestowany kapitał w funkcji wartości rynku dla ceny gazu e_g = 3,5 USD/GJ (1÷6 - oprocentowanie IRR całkowite inwestycji; 1′÷6′ - oprocentowanie IRR_{IPP} dla inwestora IPP bez uwzględnienia podatku; 1″÷6″ - oprocentowanie $[IRR_{IPP}]_p$ dla inwestora IPP z uwzględnieniem podatku - odpowiednio dla ceny energii elektrycznej i cieplnej: 1,1′,1″ - e_{el} = 44 USD/MWh/e_c = 4 USD/GJ; 2,2′,2″- 44/2; 3,3′,3″- 40/4; 4,4′,4″- 40/2; 5,5′,5″- 36/4; 6,6′,6″- 36/2)

Fig. 7.2. Internal rate of return IRR as a function of value of heat and electricity market at natural gas price e_g = 3,5 USD/GJ (1÷6 - IRR of investment; 1′÷6′ - IRR_{IPP} for IPP without a tax; 1″÷6″ - $[IRR_{IPP}]_p$ for IPP with a tax - at electricity and heat price: 1,1′,1″ - e_{el} = 44 USD/MWh/e_c = 4 USD/GJ; 2,2′,2″- 44/2; 3,3′,3″- 40/4; 4,4′,4″- 40/2; 5,5′,5″- 36/4; 6,6′,6″- 36/2)



Rys. 7.3. Zdyskontowany zysk netto NPV uzyskany w trakcie eksploatacji bloku gazowo-parowego w funkcji wartości rynku dla ceny gazu e_g = 3,25 USD/GJ (1÷6 - zysk NPV całkowity inwestycji; 1′÷6′ - zysk NPV_{IPP} dla inwestora IPP - odpowiednio dla ceny energii elektrycznej i cieplnej: 1,1′ - e_{el} = 44 USD/MWh/e_c = 4 USD/GJ; 2,2′- 44/2; 3,3′- 40/4; 4,4′- 40/2; 5,5′- 36/4; 6,6′- 36/2)

Fig. 7.3. Net present value NPV as a function of value of heat and electricity market at natural gas price e_g = 3,25 USD/GJ (1÷6 - NPV of investment; 1′÷6′ - NPV_{IPP} for IPP - at electricity and heat price: 1,1′ - e_{el} = 44 USD/MWh/e_c = 4 USD/GJ; 2,2′- 44/2; 3,3′- 40/4; 4,4′- 40/2; 5,5′- 36/4; 6,6′- 36/2)

$$[z\rho]_{[IRR_{IPP}]_p} J = [z\rho]_r J + [D_R]_r (1 - v_m), \tag{7.2}$$

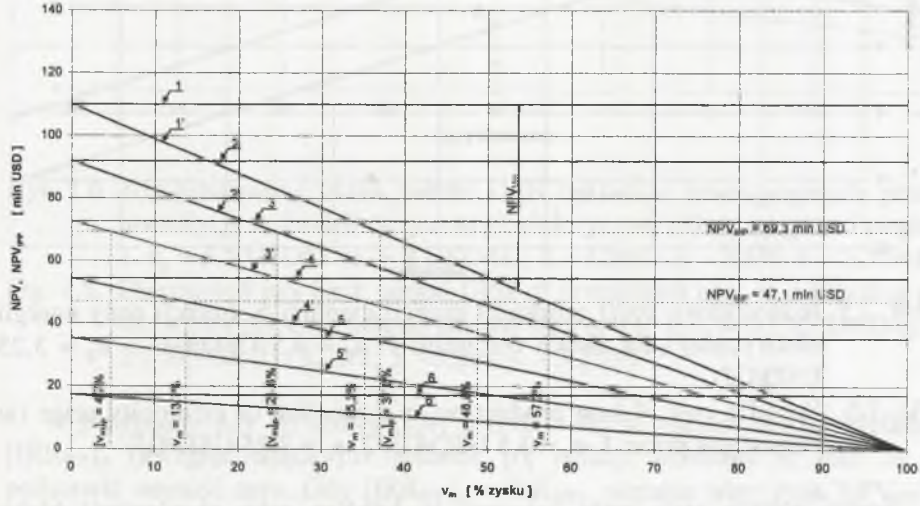
przy czym:

$$[D_R]_r = [Z_R]_r (1 - p), \tag{7.3}$$

gdzie:
p - stopa podatku od zysku brutto Z_R.
Wyliczona tak wówczas przy danej wartości rynku v_m wartość $[IRR_{IPP}]_p$ jest mniejsza od wartości IRR_{IPP} wyliczonej dla $[Z_R]_r$ (wzór 7.1). Przy założeniu że $[IRR_{IPP}]_p = IRR_{IPP}$, wartość rynku maleje z wartości v_m do wartości $[v_m]_p$ i rośnie zysk dla inwestora (rys. 7.1, 7.2, 7.3, 7.4).

Decydujący wpływ na wielkość osiąganej wartości stopy IRR_{IPP}, $[IRR_{IPP}]_p$ (wzór 7.1, 7.2) ma wartość różnicy ceny sprzedaży e_c i kosztu produkcji k_c jednostki energii cieplnej (zależnego od rocznej produkcji energii elektrycznej

$E_{el.R}$ i jej ceny e_{el} oraz ceny gazu e_g) i wielkość rocznej produkcji ciepła Q_R (wzór A.14). Jeśli różnica e_c - k_c i wartość Q_R rosną (wzrost Q_R powoduje ponadto spadek wartości k_c [5] i tym samym wzrost e_c - k_c), rosną wartości IRR, IRR_{IPP}, $[IRR_{IPP}]_p$. Przy ustalonej wówczas wartości IRR_{IPP}, $[IRR_{IPP}]_p$ rośnie wartość rynku ciepła i energii elektrycznej v_m. Gdy v_m = 100% (jedynym właścicielem bloku gazowo-parowego jest właściciel rynku), wówczas IRR_{IPP}, $[IRR_{IPP}]_p$ równe są stopie dyskonta r (rys. 7.1, 7.2), a IPP jest tylko kredytodawcą kapitału *J* o stopie oprocentowania równej stopie *r* (w przypadku finansowania inwestycji ze środków własnych wartość stopy procentowej *r*, z uwagi na ponoszone ryzyko własne, jest z reguły o kilka punktów procentowych większa od wartości stopy *r*, gdyby kapitał inwestycyjny pochodził z zaciągniętego kredytu w banku - pieniądze własne są zawsze droższe).

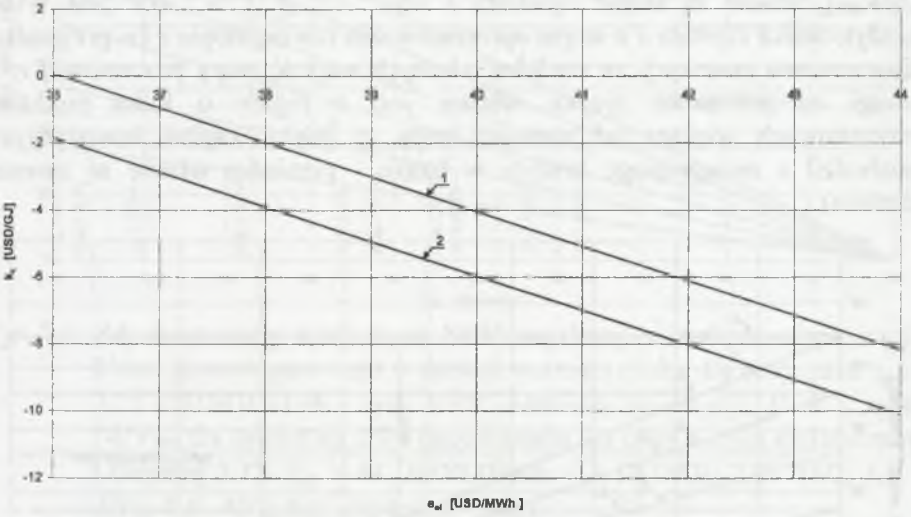


Rys. 7.4. Zdyskontowany zysk netto NPV uzyskany w trakcie eksploatacji bloku gazowo-parowego w funkcji wartości rynku dla ceny gazu e_g = 3,5 USD/GJ (1÷6 - zysk NPV całkowity inwestycji; 1′÷6′ - zysk NPV_{IPP} dla inwestora IPP - odpowiednio dla ceny energii elektrycznej i cieplnej: 1,1′ - e_{el} = 44 USD/MWh/e_c = 4 USD/GJ; 2,2′- 44/2; 3,3′- 40/4; 4,4′- 40/2; 5,5′- 36/4; 6,6′- 36/2)

Fig. 7.4. Net present value NPV as a function of value of heat and electricity market at natural gas price e_g = 3,5 USD/GJ (1÷6 - NPV of investment; 1′÷6′ - NPV_{IPP} for IPP - at electricity and heat price: 1,1′ - e_{el} = 44 USD/MWh/e_c = 4 USD/GJ; 2,2′- 44/2; 3,3′- 40/4; 4,4′- 40/2; 5,5′- 36/4; 6,6′- 36/2)

Obniżanie podatku p podwyższa wartość rynku v_m (z punktu widzenia skarbu państwa najkorzystniejsze byłoby ustanowienie podatku w wysokości

100% i całkowite przejęcie zysku Z_R; prowadzi to jednak oczywiście w konsekwencji do bankructwa i upadku państwa, niszczy bowiem całkowicie motywację do pracy i działalności gospodarczej). Zwiększanie czasu trwania długoterminowych kontraktów, tj. okresu eksploatacji rynku N (okresu eksploatacji bloku gazowo-parowego) również zwiększa zysk i podnosi wartość rynku.

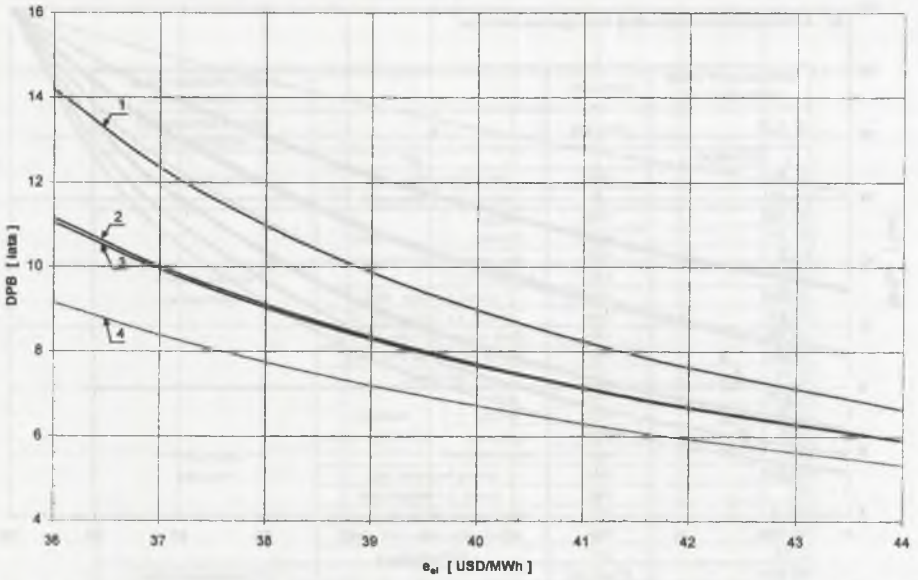


Rys. 7.5. Jednostkowy koszt produkcji energii cieplnej w funkcji ceny energii elektrycznej (dla dwóch cen gazu: 1. e_g = 3,5 USD/GJ; 2. e_g = 3,25 USD/GJ)

Fig. 7.5. Specific cost of heat production as a function of electricity price (at natural gas price: 1. e_g = 3,5 USD/GJ; 2. e_g = 3,25 USD/GJ)

Średni roczny zysk netto osiągany w każdym roku eksploatacji bloku gazowo-parowego wynosi dla właściciela rynku v_m D_R, dla inwestora IPP natomiast $(1\text{-}v_m)D_R$. Całkowity zdyskontowany zysk netto NPV (Net Present Value), jaki „przynosi" inwestycja, równa się $NPV = D_R/\rho$ (wzór (A.21)), a dla właściciela rynku $NPV_{vm} = NPV - NPV_{IPP}$. Całkowity zysk dla inwestora wynosi $NPV_{IPP} = (1\text{-}v_m)D_R/\rho$ i dla danej stopy IRR_{IPP} przyjmuje oczywiście stałą wartość, niezależną od wartości v_m i cen nośników energii e_{el}, e_c, e_g i wynika np. z równania (7.1):

$$NPV_{IPP} = (1-p)J\left\{\frac{[z]_{IRR_{IPP}}(1+IRR_{IPP})^N[(1+r)^N-1]IRR_{IPP}}{[(1+IRR_{IPP})^N-1](1+r)^N r} - [z]_r\right\}. \quad (7.4)$$



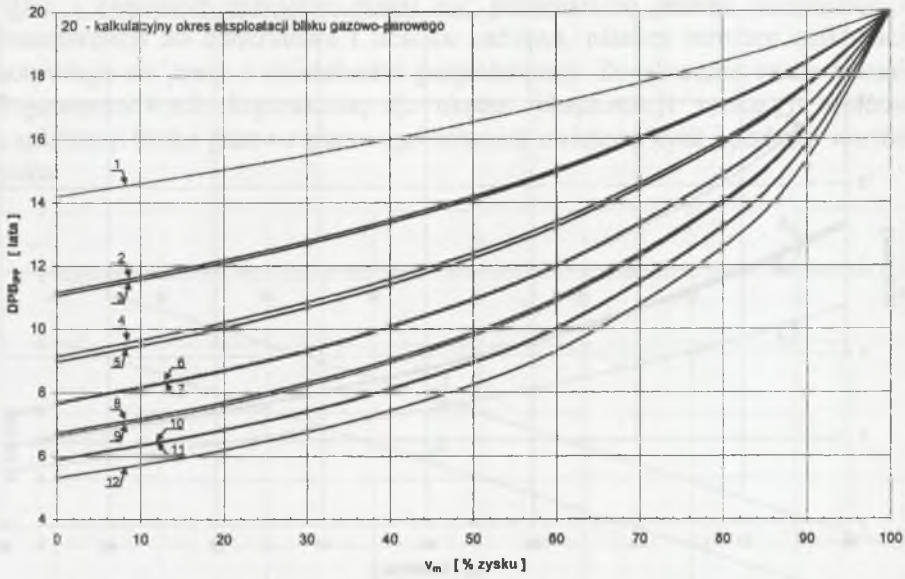
Rys. 7.6. Zdyskontowany okres zwrotu DPB nakładów inwestycyjnych przez inwestycję w funkcji ceny energii elektrycznej (dla ceny gazu i ciepła: 1. e_g = 3,5 USD/GJ/e_c = 2 USD/GJ; 2. - 3,25/2; 3. - 3,5/4; 4. - 3,25/4)

Fig. 7.6. Discounted pay back period DPB of investment cost as a function of electricity price (at natural gas and heat price: 1. e_g = 3,5 USD/GJ/e_c = 2 USD/GJ; 2. - 3,25/2; 3. - 3,5/4; 4. - 3,25/4)

W przypadku gdy do wzoru (7.4) podstawi się w miejsce IRR_{IPP} wielkość $[IRR_{IPP}]_p$ (uwzględniającą już podatek p), należy wówczas w nim za p podstawić wartość zero. Gdy $[IRR_{IPP}]_p = IRR_{IPP}$, wzrasta więc zysk NPV_{IPP} - rys. 7.3, 7.4.

Przykładowe obliczenia przeprowadzono dla konkretnej elektrociepłowni (tablica 7.1)[32].

Blok gazowo-parowy będzie nowym podmiotem prawnym i pracować będzie w podstawie obciążenia (ze stałą wydajnością, inną w sezonie grzewczym i inną w sezonie pozagrzewczym). Istniejąca elektrociepłownia węglowa pełnić będzie rolę urządzeń ponadpodstawowych i rezerwujących. Wyniki wielowariantowych obliczeń (dla różnych cen nośników energii) oprocentowania IRR_{IPP}, $[IRR_{IPP}]_p$, zysku NPV_{IPP}, dynamicznego czasu zwrotu DPB_{IPP} (Discounted Pay Back) kapitału dla inwestora IPP (dodatek A; wzór (A.23)):



Rys. 7.7. Zdyskontowany okres zwrotu DPB_{IPP} nakładów inwestycyjnych dla inwestora IPP w funkcji wartości rynku (dla ceny energii elektrycznej, gazu i ciepła: 1. e_{el} = 36 USD/MWh/e_g = 3,5 USD/GJ/e_c = 2 USD/GJ; 2. - 36/3,25/2; 3. - 36/3,5/4; 4. - 36/3,25/4; 5. - 40/3,5/2; 6. - 40/3,25/2; 7. - 40/3,5/4; 8. - 40/3,25/4; 9. - 44/3,5/2; 10. - 44/3,25/2; 11. - 44/3,5/4; 12. - 44/3,25/4)

Fig. 7.7. Discounted pay back period DPB_{IPP} of investment cost for IPP as a function of value of heat and electricity market (at electricity, natural gas and heat price: 1. e_{el} = 36 USD/MWh/e_g = 3,5 USD/GJ/e_c = 2 USD/GJ; 2. - 36/3,25/2; 3. - 36/3,5/4; 4. - 36/3,25/4; 5. - 40/3,5/2; 6. - 40/3,25/2; 7. - 40/3,5/4; 8. - 40/3,25/4; 9. - 44/3,5/2; 10. - 44/3,25/2; 11. - 44/3,5/4; 12. - 44/3,25/4)

$$DPB_{IPP} = \frac{\ln \dfrac{[D_R]_r(1-v_m)+[z\rho]_r J}{[D_R]_r(1-v_m)+[z\rho]_r J - Jr[z]_r}}{\ln(1+r)} \tag{7.5}$$

w funkcji wartości rynku v_m oraz jednostkowy koszt produkcji energii cieplnej k_c i dynamiczny czas zwrotu całkowitych nakładów inwestycyjnych DPB (v_m = 0)(dodatek A; wzór (A.23)) (czas „spłacania się" inwestycji) zamieszczono na rysunkach 7.1 ÷ 7.7. Z wykresów na rys. 7.1 i 7.2 dla danej ceny gazu można np. wyznaczyć, przy jakich cenach energii elektrycznej i cieplnej, dla żądanej przez IPP wartości IRR_{IPP} byłby on jedynym właścicielem nowej inwestycji (v_m = 0). Z punktu widzenia odbiorców energii byłaby to sytuacja najkorzystniejsza

Tablica 7.1

ELEKTROCIEPŁOWNIA GAZOWO-PAROWA			Jednostka	DANE TECHNICZNE I EKONOMICZNE
Szacunkowa nakłady inwestycyjne	**J**		**Mln USD**	**84,9**
Turbozespół gazowy	Typ			PG9171E
	Moc elektryczna brutto		MW	123,40
	Sprawność elektr. brutto		%	33,80
Praca w sezonie ogrzewniczym	Strumień paliwa gazowego	turbina gazowa	MW	365,09
			kg/s	14,85
		dopalanie w kotle odzysk.	MW	0,00
			kg/s	0,00
	Całk. strumień paliwa		MW	365,09
	Śr. moc cieplna c.o. i c.w.u.		MW	60,00
	Śr. moc elektr. tur. parow. brutto		MW	57,00
	Całk. moc elektryczna brutto		MW	180,40
	Czas pracy		h/a	5112
Praca poza sezonem	Strumień paliwa gazowego	turbina gazowa	MW	365,09
			kg/s	14,85
		dopalanie w kotle odzysk.	MW	0,00
			kg/s	0,00
	Całk. strumień paliwa		MW	365,09
	Moc cieplna c.o. i c.w.u.		MW	25
	Moc elektr. tur. parowego brutto		MW	58,00
	Całk. moc elektryczna brutto		MW	181,40
	Czas pracy		h/a	2772
Całkowite zużycie gazu			Mln Nm^3/a	448,38
Całkowita prod. en. elektr. netto	$E_{el,R}$		GWh/a	1397
Całkowita prod. en. cieplnej netto	Q_R		TJ/a	1354
Koszty roczne K_R :				
stałe	Zwrot od kapitału [zp]$_c$J		Mln USD/a	9,71
	Remonty		Mln USD/a	2,55
	Koszt dzierżawy terenu		Mln USD/a	1,50
	Obsługa		Mln USD/a	0,35
zmienne	Koszt paliwa		Mln USD/a	33,68
	Koszt za gosp. korz. ze środ.		Mln USD/a	0,01
Koszt en. elektr.(koszt uniknięty)	$-E_{el,R}e_{el}$		Mln USD/a	-61,45
Koszt prod. en. cieplnej	$K_R - E_{el,R}e_{el}$		Mln USD/a	-13,65
Jednostk. koszt produkcji energii cieplnej	k_c		**USD/GJ**	**-10,08**
Wartość zaktualizowana netto	**NPV**	wartości całkowite (inwestycji)	**Mln USD**	**127,3**
Średni roczny zysk netto	D_R		**Mln USD/a**	**12,97**
Wewnętrzna stopa zwrotu	**IRR**		**%/a**	**24,06**
Zdyskontowany okres zwrotu nakładów inwestycyjnych	**DPB**		**lata**	**5,33**
Wartość zaktualizowana netto	NPV_{vm}	dla właściciela rynku	**Mln USD**	**80,2**
Średni roczny zysk netto	$v_m D_R$		**Mln USD/a**	**8,17**
Wartość zaktualizowana netto	NPV_{IPP}	dla IPP	**Mln USD**	**47,1**
Średni roczny zysk netto	$(1-v_m)D_R$		**Mln USD/a**	**4,80**
Zdyskontowany okres zwrotu nakładów inwestycyjnych	DPB_{IPP}		**lata**	**9,69**
Wewnętrzna stopa zwrotu	IRR_{IPP}		**%/a**	**15,00**
Przyjęte założenia :	stopa oprocentowania kapit. inwestycyjnego r		%/a	8,0
	kalkulacyjny okres eksploatacji N		lata	20
	okres trwania budowy b		lata	2
	wartość rynku ciepła i energii elektrycznej v_m		% zysku	63,00
	jednostkowa cena gazu e_g		USD/GJ	3,25
	cena en. elektr. e_{el}		USD/MWh	44,0
	cena en. cieplnej e_c		USD/GJ	4,00
	stopa podatku od zysku p		%/a	32,00
	zużycie energii elektr. na potrzeby własne elektrociepłowni		% prod. brutto en. elektr.	2,00
	całk. czas pracy		h/a	7884

(brak pośredników), gdyż wówczas IRR = IRR_{IPP} i wspomniane ceny byłyby cenami minimalnymi.

Właściciel rynku (istniejąca elektrociepłownia węglowa) obok rocznego zysku netto v_m D_R z eksploatacji nowego źródła otrzymuje dodatkowo w rozważanym przypadku corocznie pieniądze z dzierżawy terenu - którego jest właścicielem - pod blok gazowo-parowy (tablica 7.1). Może świadczyć ponadto np. usługi remontowe na rzecz bloku przy pomocy pracowników zatrudnionych w istniejącej elektrociepłowni węglowej itd. Uzyskane pieniądze należałoby wykorzystać na odnowienie i restrukturyzację istniejącej elektrociepłowni węglowej, przeznaczonej do pracy uzupełniającej (ponadpodstawowej) i rezerwującej blok gazowo-parowy. W rozważanym przypadku wartość rynku ciepła przy żądanej przez IPP wartości $[IRR_{IPP}]_p$ = 15%, w zależności od przyjętych cen nośników energii e_{el}, e_c, e_g dochodzi nawet do $[v_m]_p$ = 45,6% osiąganego z eksploatacji nowego źródła zysku (rys. 7.1). Całkowity zdyskontowany zysk netto NPV_{Vm} dla właściciela rynku wynosi wówczas 58 mln USD, a zysk, jaki „przynosi" inwestorowi zainwestowany kapitał (jak już zaznaczono niezależny od cen e_{el}, e_c, e_g - wzór (7.4)), równa się NPV_{IPP} = 69,3 mln USD (dla IRR_{IPP} = 15% maksymalna wartość rynku przy założonych cenach nośników energii wynosi v_m = 63% i NPV_{Vm} = 80,2 mln USD, NPV_{IPP} = 47,1 mln USD - tablica 7.1) - rys. 7.3, 7.4.

7.3. Wnioski

Wartość rynku ciepła i energii elektrycznej zależy w głównej mierze od jego wielkości (wielkości popytu na energię), możliwych do uzyskania na nim cen sprzedaży energii oraz czasu jego eksploatacji. Im rynek jest większy, ceny wyższe i czas dłuższy, tym jest bardziej atrakcyjny dla inwestorów i tym większy coroczny dochód przyniesie jego właścicielowi. Jak już zaznaczono, to ceny nośników energii, a w zasadzie różnica między ceną sprzedaży a kosztem jej wytworzenia, decydują o atrakcyjności rynku. W sytuacji gdy koszt wytwarzania w istniejących źródłach jest większy od możliwej ceny sprzedaży energii, inwestowanie w ich odnowienie byłoby nieopłacalne, przyniosłoby straty. Rozwiązaniem wielu problemów byłaby sprzedaż rynku energii i budowanie przez niezależnych IPP inwestycyjnie tanich i wysoko sprawnych np. elektrociepłowni gazowo-parowych o niskich kosztach wytwarzania energii cieplnej (przy poprawnych relacjach cenowych nośników energii - cenie energii elektrycznej na poziomie już od 40 do 45 USD/MWh i cenie gazu ziemnego ok. 3,5 USD/GJ) (rozdział 3). Spadek cen energii na rynkach zachodnich był i jest możliwy dzięki prywatyzacji i nowej, inwestycyjnie taniej wysoko sprawnej technologii gazowo-parowej.

Osiągany coroczny zysk ze sprzedaży rynku właściciel powinien przeznaczać na odnowienie, restrukturyzację i utrzymywanie istniejących źródeł dla ich pracy szczytowej i rezerwującej nowe bloki gazowo-parowe.

Ważnym problemem przy budowie nowego źródła ciepła (i równocześnie energii elektrycznej) jest znalezienie jego optymalnej znamionowej mocy cieplnej, maksymalizującej zysk jego pracy przy zadanych potrzebach cieplnych (rozdział 3). Podniesie to bowiem wartość rynku ciepła i energii elektrycznej.

8. Uwagi końcowe

Wnioski wypływające z poszczególnych rozważonych w pracy zagadnień zawarte są w kolejnych poświęconym im rozdziałach opracowania. Poniżej przedstawiono jedynie wnioski najważniejsze oraz wnioski mające charakter bardziej ogólny.

Podstawowym warunkiem ekonomicznej opłacalności stosowania turbin gazowych i spalania w nich ekologicznego gazu ziemnego jest poprawna ekonomicznie relacja jego ceny do ceny energii elektrycznej. Graniczne relacje cenowe pomiędzy nośnikami energii dla energetyki powinny być wyznaczane dla założonej granicznej wartości efektywności ekonomicznej pracy – np. wg kryterium zysku *NPV* – dla opanowanych technicznie oraz relatywnie powszechnie stosowanych urządzeń i instalacji energetycznych o najwyższych sprawnościach. W gospodarce skojarzonej powinna być przy tym wykorzystywana metoda kosztu unikniętego dla produktów wytwarzanych ubocznie. Wysoki koszt (który raczej nie będzie malał) importowanego gazu ziemnego, przy niskiej, nie odzwierciedlającej faktycznych kosztów wytwarzania, cenie energii elektrycznej w kraju, nie pozwala na szerokie jego wprowadzanie do energetyki (jedynie cena gazu ziemnego ze źródeł krajowych, wynosząca dla energetyki ok. 3 USD/GJ, jest relatywnie niska). Wprowadzony natomiast Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 15 grudnia 2000 r. obowiązek zakupu całej oferowanej energii elektrycznej wytworzonej w skojarzeniu z produkcją ciepła – niezależnie od wielkości zainstalowanej mocy elektrycznej źródła – po cenie zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 14 grudnia 2000 r., powinien przyczyniać się do budowy elektrociepłowni gazowo-parowych oraz modernizacji istniejących elektrociepłowni węglowych poprzez ich nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym. Należałoby ponadto wprowadzić – odzwierciedlające rzeczywiste wyrządzane szkody w środowisku – odpowiednio wysokie opłaty za emisję do otoczenia dwutlenku siarki SO_2, tlenków azotu NO_x, emisję pyłów, oraz odpowiednio wysokie opłaty za emitowany do atmosfery dwutlenek węgla CO_2 i wyrządzane przez niego, chociaż bardzo trudne do oszacowania, szkody. Wprowadzenie realnych opłat za gospodarcze korzystanie ze środowiska naturalnego powinno – obok wspomnianych rozporządzeń – dodatkowo przyczyniać się do wykorzystywania gazu ziemnego w energetyce.

W warunkach gospodarki rynkowej dobór urządzeń do bloku gazowo-parowego i dobór termodynamicznych parametrów jego pracy powinien następować w oparciu o kryterium ekonomiczne. Jak wykazały przeprowadzone obliczenia istotnym zadaniem jest dobór wielkości mocy turbozespołu gazowego i dobór typu kotła odzyskowego do bloku, a w mniejszym stopniu ustalenie termodynamicznych parametrów jego pracy (charakterystyki mocy

turbozespołu parowego są stosunkowo płaskie). Głównym czynnikiem, jak już zaznaczono, wpływającym na wielkość mocy turbozespołu gazowego i typ kotła odzyskowego zastosowanego w rozważanych układach, a tym samym wpływającym na wysokość efektywności ekonomicznej pracy elektrociepłowni gazowo-parowej, jest poziom ceny gazu ziemnego i energii elektrycznej.

Ważnym zagadnieniem w warunkach krajowej energetyki opartej w głównej mierze na spalaniu węgla kamiennego i brunatnego – wymagającej ponadto remontów i modernizacji – jest dobór do pracujących węglowych ciepłowni i elektrociepłowni optymalnej wielkości mocy turbozespołu gazowego, nadbudowującego istniejący układ cieplny. Głównym ograniczeniem ekonomicznej opłacalności w tym doborze jest również konieczny odpowiednio wysoki poziom ceny energii elektrycznej przy danej cenie gazu.

Jednym z najistotniejszych problemów z uwagi na postępującą prywatyzację i urynkowienie krajowej energetyki jest problem wyceny wartości sprzedawanych istniejących ciepłowni, elektrociepłowni i elektrowni, a w istocie problem wyceny wartości sprzedawanego rynku ciepła i energii elektrycznej. Rynek i możliwość sprzedaży towaru, jakim są nośniki energii – ciepło i energia elektryczna - stanowią źródło dochodów. Właśnie rynek powinien decydować o cenie sprzedaży firm energetycznych, a nie ich wartość księgowa.

Bibliografia

1. Badyda K., Lewandowski J., Miller A., Prokop A., Świrski K.: Węgiel jako paliwo w układach gazowo-parowych. The First International Scientific Symposium COMPOWER'95 Gdańsk, November 1995.
2. Bartnik R., Popławski J.: Ocena efektywności ekonomicznej elektrociepłowni gazowo - parowej. Energetyka 1997, nr 7.
3. Bartnik R.: Analiza wpływu dopalania na efektywność ekonomiczną elektrociepłowni gazowo-parowej. Energetyka 1998, nr 1.
4. Bartnik R.: Analiza wpływu termicznych parametrów pracy części parowej układu gazowo-parowego na jego efektywność ekonomiczną. Energetyka 1998, nr 2.
5. Bartnik R.: Jednostkowe koszty wytwarzania energii elektrycznej i cieplnej w układach gazowo - parowych. Energetyka 1998, nr 5.
6. Bartnik R., Wronkowski H.: Porównawcza analiza efektywności ekonomicznej wytwarzania energii cieplnej w zasilanej gazem elektrociepłowni gazowo - parowej i kotłowni. Energetyka 1998, nr 9.
7. Bartnik R.: Ekonomiczne porównanie układu sprężarkowej pompy ciepła i turbozespołu gazowego z elektrociepłownią gazowo-parową. Energetyka 1999, nr 1.
8. Bartnik R., Skorek J., Wronkowski H., Kalina J.: Analiza porównawcza efektywności ekonomicznej skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w prostym i kombinowanym układzie z turbiną gazową małej mocy. Energetyka 1999, nr 3.
9. Bartnik R.: Algorytm obliczeń optymalnej znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo - parowego przy zadanym uporządkowanym wykresie zapotrzebowania na ciepło grzejne. Materiały Konferencji GAZTERM '99, Międzyzdroje, maj 1999.
10. Bartnik R.: Dobór mocy cieplnej bloku gazowo-parowego przy określonym przebiegu zapotrzebowania ciepła grzejnego. Materiały Konferencji Dostosowanie Energetyki do Standardów Europejskich w Zakresie Techniki i Ekologii, Bielsko-Biała, maj 1999.
11. Bartnik R.: Wartość rynku ciepła i energii elektrycznej. Archiwum Energetyki 1999, nr 3-4.
12. Bartnik R.: Dobór kotła odzyskowego do bloku gazowo - parowego w elektrociepłowni komunalnej. Materiały I Konferencji Naukowo-Technicznej '2000 ENERGETYKA GAZOWA, Szczyrk, październik 2000.
13. Bartnik R.: Optymalizacja termicznych parametrów pracy jedno- i dwuciśnieniowej części parowej elektrociepłowni gazowo-parowej. Archiwum Energetyki 2001, nr 1-2.

14. Bartnik R. i inni: Koncepcja modernizacji EC Stomil Sanok. Energoprojekt, Gliwice 1994 (praca nie publikowana).
15. Bartnik R. i inni: Elektrociepłownia Gorzów SA. Analiza ekonomiczna zainstalowania bloku gazowo-parowego. Energoprojekt, Gliwice 1994 (praca nie publikowana).
16. Bartnik R.: Analiza techniczno-ekonomiczna źródła ciepła i energii elektrycznej dla Zakładów Koksowniczych „Przyjaźń" w Dąbrowie Górniczej. Energoprojekt, Gliwice 1995 (praca nie publikowana).
17. Bartnik R. i inni: Koncepcja modernizacji EC w Zakładach Chemicznych Oświęcim dla potrzeb odsalania wód kopalnianych. Energoprojekt, Gliwice 1995 (praca nie publikowana).
18. Bartnik R. i inni: Analiza techniczno-ekonomiczna wariantów zwiększenia produkcji energii elektrycznej w Petrochemii Płock SA. Energoprojekt, Gliwice 1995 (praca nie publikowana).
19. Bartnik R. i inni: Analiza techniczno-ekonomiczna modernizacji EC Szczecin. Energoprojekt, Gliwice 1996 (praca nie publikowana).
20. Bartnik R. i inni: Analiza techniczno-ekonomiczna modernizacji kotłowni zakładowej w Zakładach Mięsnych w Kole. Energoprojekt, Gliwice 1996 (praca nie publikowana).
21. Bartnik R. i inni: Koncepcja modernizacji EC Włocławek. Energoprojekt, Gliwice 1996 (praca nie publikowana).
22. Bartnik R.: Analiza opłacalności zespołu gazowo-parowego w EC Elbląg i możliwości poprawy ekonomiki na tle istniejących opracowań. Energoprojekt, Gliwice 1997 (praca nie publikowana).
23. Bartnik R.: Optymalizacja elementów układu technologicznego EC Kalisz-Piwonice. Energoprojekt, Gliwice 1997 (praca nie publikowana).
24. Bartnik R.: Koncepcja wykorzystania odpadowego ciepła spalin z pieców technologicznych reformingów II, III, IV – Petrochemia Płock SA. Energoprojekt, Gliwice 1997 (praca nie publikowana).
25. Bartnik R.: Opłacalność optymalnego wariantu modernizacji EC Zakładów Papierniczych Krapkowice. Energoprojekt, Gliwice 2000 (praca nie publikowana).
26. Bartnik R.: Koncepcja zasilania w gaz kotłowni technologicznych w zakładzie DMT oraz w zakładzie włókien ciągłych w ELANA SA. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 1997 (praca nie publikowana).
27. Bartnik R.: Analiza techniczno-ekonomiczna nadbudowy bloku ciepłowniczego turbiną gazową w elektrociepłowni EC I w ELANA SA. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 1997 (praca nie publikowana).
28. Bartnik R.: Analiza techniczno-ekonomiczna budowy bloku z turbiną gazową w ZPG Grudziądz. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 1997 (praca nie publikowana).

29. Bartnik R.: Wstępna analiza techniczno-ekonomiczna zastosowania w elektrociepłowni ZDUŃSKA WOLA turbozespołu gazowego. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 1998 (praca nie publikowana).
30. Bartnik R.: Analiza celowości wyposażenia Zakładu w Dębnie w układ do skojarzonej produkcji energii elektrycznej i ciepła na gaz ziemny. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 1999 (praca nie publikowana).
31. Bartnik R.: Uproszczona analiza techniczno-ekonomiczna zasilania w gaz elektrociepłowni w KOSTRZYN PAPER. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 1999 (praca nie publikowana).
32. Bartnik R.: Analiza techniczno-ekonomiczna budowy bloku gazowo-parowego w elektrociepłowni ZIELONA GÓRA SA. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 1999 (praca nie publikowana).
33. Bartnik R.: Optymalizacja układu gazowo-parowego zastępującego częściowo moc cieplną uzyskiwaną z kotłów wodnych oraz ocenę finansową wybranych wariantów w EC KRAKÓW SA. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 2000 (praca nie publikowana).
34. Bartnik R.: Koncepcja modernizacji EC ZP Krapkowice. Analiza efektywności ekonomicznej wariantów modernizacji. Wycena wartości wewnętrznego i zewnętrznego rynku ciepła i energii elektrycznej. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 2000 (praca nie publikowana).
35. Behrens W., Hawranek P. M.: Poradnik przygotowania przemysłowych studiów feasibility. UNIDO, Warszawa, maj 1993.
36. Chmielniak T.: Obiegi termodynamiczne turbin cieplnych. Ossolineum, Wrocław 1988.
37. Chmielniak T., Kotowicz J., Lipko A.: Wpływ wybranych parametrów na efektywność ekonomiczną elektrociepłowni z silnikiem spalinowym lub turbiną gazową. Materiały I Konferencji Naukowo-Technicznej '2000 ENERGETYKA GAZOWA, Szczyrk, październik 2000.
38. Chmielniak T.: Nowe technologie energetyczne, stan aktualny i przewidywane kierunki rozwoju. ZN Pol. Śląskiej, s. Energetyka, z. 125, Gliwice 1995.
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 Gdańsk, November 1995.
40. Chmielniak T.: Metoda entropowa analizy układów siłowni cieplnych. The First International Scientific Symposium COMPOWER 95 Gdańsk, November 1995.
41. Chmielniak T., Kotowicz J.: Analysis of combined gas-steam cycles with supplementary firing. Archiwum Energetyki 1997, nr 3-4.
42. Chmielniak T.: Skojarzona produkcja ciepła i energii elektrycznej w jedno- i dwupaliwowych układach gazowo-parowych. Materiały Konferencji GAZTERM '98, Międzyzdroje, maj 1998.

43. Chmielniak T.: Układy dwupaliwowe jako ważny potencjał modernizacyjny energetyki. Materiały Konferencji Dostosowanie Energetyki do Standardów Europejskich w zakresie Techniki i Ekologii, Bielsko-Biała, maj 1999.
44. Chmielniak T.: Kierunki rozwoju energetyki w Polsce. Referat wygłoszony na Jubileuszowej Konferencji Kotłowej'99 „Przemysł Kotłowy u Progu XXI wieku", Szczyrk, wrzesień 1999, (praca nie publikowana).
45. Dzierzgowski J.: Modernizacja bloku 200 MW przez nadbudowę turbiną gazową GT8C. Energetyka 1997, nr 3.
46. Gas Turbine World. 1997 Handbook. Volume 18, Pequot Publication, Inc. Southport, USA.
47. Gas Turbine World. 2000-2001 Handbook. Volume 21, Pequot Publication, Inc. Southport, USA.
48. Horlock J. H.: Combined Power Plants. Pergamon Press, 1992.
49. The 1968 International Formulation Committee Formulation for Scientific and General Use.
50. Iwański Z., Marciński J., Tatys Z.: Zastosowanie turbin gazowych do modernizacji układów elektrociepłowni. The First International Scientific Symposium COMPOWER'95 Gdańsk, November 1995.
51. Janiczek R.: Celowość zastosowania gazowych technologii wytwarzania energii elektrycznej w krajowym systemie elektroenergetycznym. The First International Scientific Symposium COMPOWER'95 Gdańsk, November 1995.
52. Kalina J., Skorek J., Bartnik R.: Analiza techniczno-ekonomiczna opłacalności nadbudowy elektrociepłowni parowej turbiną gazową i kotłem odzyskowym. Materiały IV Konferencji GAZTERM '2001, Międzyzdroje, maj 2001.
53. Kehlhofer R.: Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants. Published by The Fairmont Press, Inc. 700 Indian Trail Lilburn, GA 30247, 1991.
54. Kubski P., Barański J.: Wpływ zastosowania dodatkowego paliwa w jednociśnieniowym kotle odzysknicowym na sprawność układu gazowo-parowego. Gospodarka Paliwami i Energią 1997, nr 6.
55. Laudyn D.: Rachunek ekonomiczny w elektroenergetyce. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
56. Marecki J.: Gospodarka skojarzona cieplno-elektryczna. WNT, Warszawa 1991.
57. Materiały Fabryki Kotłów w Raciborzu RAFAKO SA.
58. Miller A., Lewandowski J.: Układy gazowo-parowe na paliwo stałe. WNT, Warszawa 1993.
59. The Materials of 37th General Electric State-of-the-Art Technology Seminar. New York, July 1993.

60. Pawlik M.: Optymalizacja parametrów początkowych pary w elektrowni parowo-gazowej. Mat. Sympozjum Przetwarzania Energii. Siłownie parowo-gazowe ze zgazowaniem węgla. Łódź 1980.
61. Siegel J. G., Shim J. K., Hartman S. W.: Przewodnik po finansach. PWN, Warszawa 1995.
62. Skorek J., Kalina J., Bartnik R., Wronkowski H., Matkowski A., Musiał P.: Techniczne i ekonomiczne aspekty stosowania turbin gazowych i turboekspanderów w układach technologicznych podziemnych magazynów gazu. Materiały I Konferencji Naukowo-Technicznej '2000 ENERGETYKA GAZOWA, Szczyrk, październik 2000.
63. Skorek J., Kalina J., Bartnik R.: Ekonomika kogeneracji. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej SZANSE KOGENERACJI, Opole, luty 2001.
64. Skorek J., Kalina J., Bartnik R.: Koszty wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w zasilanych gazem ziemnym małych układach skojarzonych oraz ich efektywność ekonomiczna. Energetyka 1998, nr 8.
65. Skorek J., Bartnik R., Kalina J.: Wstępne studium opłacalności małych siłowni energetycznych opartych na paliwie gazowym dla miejscowości położonych na Mierzei Wiślanej: Krynica Morska, Stegna i Sztutowo. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 1999 (praca nie publikowana).
66. Skorek J., Bartnik R., Kalina J.: Wstępne studium opłacalności instalacji układów skojarzonych z turbinami gazowymi na terenie podziemnego magazynu gazu Wierzchowice. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 2000 (praca nie publikowana).
67. Skorek J., Bartnik R., Kalina J.: Wstępne studium opłacalności instalacji układu do skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w Bałtyckiej Wyższej Szkole Humanistycznej w Elblągu. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 2000 (praca nie publikowana).
68. Skorek J., Bartnik R., Kalina J.: Wstępne studium opłacalności instalacji układów skojarzonych z turbinami gazowymi na terenie podziemnego magazynu gazu Kosakowo. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 2000 (praca nie publikowana).
69. Skorek J., Bartnik R., Kalina J.: Optymalizacji układu cieplnego EC z turbiną TG7 i turbiną gazową wraz z kotłem odzyskowym oraz analizą ekonomiczną - Polski Koncern Naftowy Orlen SA. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 2000 (praca nie publikowana).
70. Skorek J., Bartnik R., Kalina J.: Koncepcja programowo-przestrzenna modernizacji Elektrociepłowni Elbląg. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 2000 (praca nie publikowana).
71. Skorek J., Bartnik R., Kalina J., Kostowski W., Mateja A.: Koncepcja zagospodarowania gazu ze źródeł lokalnych. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 2001 (praca nie publikowana).

72. Skorek J., Bartnik R., Kalina J.: Koncepcja zagospodarowania gazu z odmetanowania KWK BUDRYK SA w elektrociepłowni z gazowymi silnikami spalinowymi ZPC „Żory" Sp. z o.o. Analiza techniczno-ekonomiczna. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 2001 (praca nie publikowana).
73. Skorek J., Bartnik R., Kalina J.: Analiza techniczno-ekonomiczna projektu budowy źródła ciepła lub układu kogeneracyjnego wykorzystującego gaz koksowniczy w PEC Jastrzębie Zdrój. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 2001 (praca nie publikowana).
74. Skorek J., Bartnik R., Kalina J.: Dobór urządzeń oraz wielowariantowa analiza techniczno-ekonomiczna budowy bloku kogeneracyjnego w PEC Dębno. Novel-EnergoConsulting, Gliwice 2001 (praca nie publikowana).
75. Stambler I.: Utilities sold on advantages of gas turbine repowering. Gas Turbine World, czerwiec-lipiec 1993.
76. Szargut J.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna w energetyce przemysłowej. WNT, Warszawa 1983.
77. Szargut J.: Efekty energetyczne i ekologiczne wdrażania elektrociepłowni turbogazowych i parowo-gazowych na gaz ziemny. ZN Pol. Śląskiej, Energetyka, z.125, Gliwice 1995.
78. Szargut J.: Koszt produkcji ciepła w elektrociepłowniach parowo-gazowych. Gospodarka Paliwami i Energią 1999, nr 2.
79. Szargut J.: Efektywność energetyczna czołowego członu turbogazowego elektrowni parowej węglowej, Energetyka 1998, nr 3.
80. Szargut J.: Porównanie wariantów czołowego członu turbogazowego elektrowni parowej węglowej, Materiały I Konferencji Naukowo-Technicznej '2000 ENERGETYKA GAZOWA, Szczyrk, październik 2000.
81. Szargut J.: Zagadnienie doboru źródeł ciepła dla Opola, Energetyka 1998, nr 7.
82. Szargut J., Ziębik A.: Podstawy energetyki cieplnej, PWN, Warszawa 1998.
83. Szargut J., Hoinca K.: Zastosowanie metody *pinch* do doboru rozmieszczenia powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym turbiny gazowej. Gospodarka Paliwami i Energią 2000, nr 6.
84. Tuominen J.:A New Generation of Heat Recovery Steam Generators for Combined Cycle Power Plants. The First International Scientific Symposium COMPOWER 95 Gdańsk, November 1995.

Dodatek A

Podstawowe zasady analizy efektywności ekonomicznej inwestycji

Głównym celem prowadzenia każdej działalności gospodarczej jest przynoszenie zysku. Finansowa opłacalność jest więc dla inwestora najważniejszym kryterium oceny inwestycji [35, 61]. Oznacza to, że przed podjęciem decyzji o zaangażowaniu środków kapitałowych inwestor musi mieć pewność, że stopa zwrotu zainwestowanego kapitału będzie odpowiednio duża [2-34,37,52,62-74].

Odpowiedź na pytanie, jak duża jest opłacalność ekonomiczna inwestycji, dają wyliczone dla niej wartości mierników oceny efektywności ekonomicznej. Należy ponadto każdorazowo przeprowadzić analizę wrażliwości wspomnianych mierników w celu oceny zmian ich wartości w funkcji zmian parametrów mających na nie wpływ. Analiza wrażliwości daje bowiem inwestorowi dodatkowo duże pole widzenia opłacalności inwestycji, oraz pozwala ocenić jej „bezpieczeństwo". W warunkach konkurencyjności umożliwia prowadzenie polityki cenowej.

Należy jednak pamiętać, że mierniki efektywności ekonomicznej inwestycji nie uwzględniają istotnych elementów związanych. nierozerwalnie z jej realizacją, takich jak:

- wpływ czasu,
- wpływ ryzyka.

Wpływ czasu i związane z tym ryzyko niepowodzenia prowadzenia działalności gospodarczej jest trudne do przewidzenia. W warunkach niepewności co do przyszłej sytuacji politycznej, niepokojów społecznych inwestor nie zaryzykuje zaangażowania jakichkolwiek środków finansowych, nawet w sytuacji, gdy opłacalność ekonomiczna rozważanej inwestycji byłaby relatywnie bardzo duża.

A.1. Wskaźniki oceny efektywności ekonomicznej inwestycji

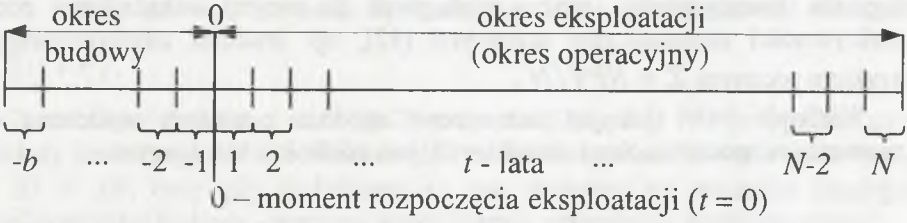
Podstawowymi miernikami oceny efektywności ekonomicznej każdej inwestycji są następujące wskaźniki:

- wartość zaktualizowana netto (*NPV* - Net Present Value),
- wewnętrzna stopa zwrotu (*IRR* - Internal Rate of Return),
- prosty i zdyskontowany okres zwrotu nakładów inwestycyjnych (*SPB* i *DPB* - Simple Pay Back i Discounted Pay Back),
- próg rentowności (*BEP* – Break Even Point).

Wyliczając wartości powyższych wskaźników, stosuje się rachunek dyskonta, rachunek uwzględniający zmianę wartości pieniądza na skutek upływu czasu. Wyliczając i porównując bowiem różne wielkości, należy mieć wspólny mianownik, wspólny poziom odniesienia. Rachunek dyskonta pozwala na porównywanie pieniędzy z różnych okresów czasu, sprowadzając ich wartość do tej samej chwili. Inaczej mówiąc, rachunek dyskonta daje możliwość przeliczania wartości pieniędzy z jednego okresu czasu na każdy inny dowolny okres. Jak już zaznaczono, w warunkach gospodarki rynkowej należy przeprowadzać ponadto analizę wrażliwości wymienionych wielkości ekonomicznych celem oceny zmian ich wartości w funkcji zmian cen nośników energii.

A.1.1. Wartość zaktualizowana netto *NPV* - łączny przewidywany zysk obejmujący cały okres eksploatacji

Jest to wyrażony w pieniądzu zysk, jaki osiągnie inwestor dzięki zainwestowaniu kapitału - własnego lub pochodzącego z kredytu. Jest to wartość otrzymana przez zsumowanie - oddzielnie dla każdego roku - różnic między przychodami i wydatkami pieniężnymi w okresie obliczeniowym dla danej stopy procentowej, zdyskontowanych na moment, w którym jest przewidziane rozpoczęcie eksploatacji elektrociepłowni ($t = 0$).



Rys. A.1. Cykl realizacji przedsięwzięcia inwestycyjnego
Fig. A.1. Schedule of investment project realization

Dodatnia wartość *NPV* oznacza, że stopa rentowności (zysku) przedsięwzięcia jest wyższa od stopy minimalnej wyznaczonej na poziomie stopy dyskonta (oprocentowania kapitału inwestycyjnego). Wówczas przedsięwzięcie inwestycyjne jest opłacalne. Uzyskane wpływy przewyższają raty zwrotu kapitału wraz z jego oprocentowaniem. Zainwestowany kapitał zapewnia tym samym uzyskanie większego zysku w porównaniu z zyskiem, jaki zostałby osiągnięty przy lokowaniu tego kapitału na rynku kapitałowym.

Jeżeli $NPV = 0$, oznacza to, że rentowność przedsięwzięcia jest równa stopie dyskonta.

Ujemna wartość *NPV* oznacza, że przedsięwzięcie nie zapewnia rentowności na poziomie stopy dyskonta, a zatem jest nieopłacalne.

NPV jest podstawową wielkością (kryterium ekonomicznym), która służy do wyboru optymalnego (pod względem ekonomicznym) wariantu projektowanego procesu. Wybór wariantu optymalnego powinien być dokonywany przy $NPV \rightarrow \max$. Wielkościami podlegającymi optymalizacji (zmiennymi decyzyjnymi) przy tym wyborze, dla danego wariantu, są: znamionowa wydajność urządzeń, ich parametry konstrukcyjne, schemat połączeń urządzeń, parametry eksploatacyjne procesu (np. ciśnienia, temperatury) itd. Jeśliby nie brać pod uwagę czasu N i związanego z jego wydłużaniem zwiększania się - nawet w stabilnych, demokratycznych gospodarkach - trudnego do zalgorytmizowania ryzyka niepowodzenia realizacji przedsięwzięcia inwestycyjnego, to kryterium $NPV \rightarrow \max$ byłoby kryterium uniwersalnym, najbardziej obiektywnym, pozbawionym wówczas, co istotne, wszelkiego relatywizmu. Oczywiste jest bowiem, że z ekonomicznego punktu widzenia najlepiej jest, gdy w danej chwili, wartość *NPV* jest jak największa, $NPV = NPV_{\max}$. Wartość *NPV* jest przecież wyliczana - nawet przy różnych czasach N - dla tej samej chwili, i nie ma żadnego znaczenia, np. w jakim czasie N zysk *NPV* zostałby osiągnięty. W sytuacji jednak gdy wybór wariantu optymalnego odbywałby się spośród wariantów różniących się trwałością, a więc różniących się czasem eksploatacji N, różniących się ponadto technologicznie i technicznie, a tym samym i nakładami inwestycyjnymi, również w sytuacji ograniczonej dostępności do kapitału inwestycyjnego, można posługiwać się innymi wskaźnikami oceny efektywności ekonomicznej inwestycji [82], np. średnim zdyskontowanym zyskiem rocznym $Z = NPV/N$.

Wielkość *NPV* (jak już zaznaczono zgodnie z umową wyliczana dla momentu rozpoczęcia eksploatacji t = 0), jest zdefiniowana wzorem:

$$NPV = \sum_{t=1}^{N} \frac{CF_t}{(1+r)^t} - J_o - \frac{L_N}{(1+r)^N}, \qquad \text{(A.1)}$$

gdzie:

CF_t - wpływy gotówkowe (Cash Flow) w kolejnych latach, będące różnicą między przychodami ze sprzedaży produktów (energii cieplnej i elektrycznej) i wydatkami (kosztami eksploatacji i przyrostami nakładów kapitałowych, obsługą finansową kredytów, podatkiem dochodowym od zysku brutto, oczywiście bez kosztów amortyzacji, nie są one bowiem wydatkiem). Amortyzacja we wzorze (A.1) to oczywiście J_o.

J_o - wydatki (nakłady inwestycyjne) poniesione w okresie trwania budowy elektrociepłowni, zdyskontowane na chwilę rozpoczęcia jej eksploatacji (t = 0), przy czym:

$$J_o = \sum_{t=-b}^{t=-1} \frac{J_t}{(1+r)^t} = \sum_{t=-b}^{t=-1} J_t (1+r)^{|t|} = zJ \,, \qquad \text{(A.2)}$$

gdzie:

b - oznacza wyrażony w latach okres trwania budowy,

J - całkowite nakłady inwestycyjne,

J_t - nakłady inwestycyjne poniesione w kolejnym roku t trwania budowy, $\sum_{t=-b}^{t=-1} J_t = J$,

L_N - wartość likwidacyjna przedsięwzięcia inwestycyjnego po opodatkowaniu (człon ten występuje tylko w ostatnim roku eksploatacji),

N - kalkulacyjny okres eksploatacji elektrociepłowni, wyrażony w latach,

r - stopa dyskonta (stopa oprocentowania kapitału inwestycyjnego pozwala uwzględniać zmianę wartości pieniądza w czasie),

t - kolejny numer roku budowy (w okresie budowy $t < 0$) i eksploatacji elektrociepłowni,

z - współczynnik dyskontujący (współczynnik zamrożenia) kapitał inwestycyjny J na moment zakończenia budowy bloku gazowo-parowego, $z > 1$; współczynnik ten uwzględnia niepożądany wpływ zamrożenia nakładów inwestycyjnych w trakcie trwania budowy, nie przynoszą one bowiem w tym czasie zysków.

W przypadku zmiany w kolejnych latach stopy dyskonta, we wzorach (A.1), (A.2) należy za współczynnik dyskontujący $1/(1+ r)^t$ podstawić wielkość $1/\prod_{i=1}^{t}(1+r_i)$.

Z rachunku dyskonta, wzór (A.2), przy stałej stopie r i w przypadku gdy nakłady inwestycyjne J są rozłożone równomiernie w czasie trwania budowy, $J_t = \Delta J = J/b$, oraz gdy dodatkowo są one skupione na początku każdego kolejnego roku budowy - wzór na współczynnik zamrożenia przybiera postać:

$$z = \frac{[(1+r)^b - 1](1+r)}{br} \,. \qquad \text{(A.3)}$$

We wzorze (A.1) ostatni składnik po prawej stronie z reguły można pominąć, z uwagi na jego małą wartość. W dalszych rozważaniach nie uwzględniono również kapitału obrotowego na tworzenie zapasu środków obrotowych (w głównej mierze na zakup paliwa, chemikaliów, części remontowych), co ma pełne praktyczne uzasadnienie dla układów gazowo-parowych, w których spalany jest gaz ziemny doprowadzany rurociągiem. W obliczeniach szczegółowych może on być jednak wprowadzony do przepływów pieniężnych CF_t jako dodatkowy składnik. W przypadku kredytowania

inwestycji należy również uwzględnić koszty obsługi finansowej kredytu (opłat za jego pozyskanie). Zakładając ponadto, że w trakcie trwania eksploatacji elektrociepłowni nie są ponoszone dodatkowe nakłady kapitałowe oraz że moc elektrociepłowni od momentu rozpoczęcia jej eksploatacji ma wartość znamionową, przepływy pieniężne w kolejnych latach eksploatacji mają stałą wartość (CF_t = const) i można oznaczyć je jako CF_R. Uwzględniając powyższe uwagi, rachunek dyskonta na moment rozpoczęcia eksploatacji (t = 0) prowadzi do zależności:

$$NPV = CF_R \sum_{t=1}^{N} \frac{1}{(1+r)^t} - zJ = \frac{CF_R - z\rho J}{\rho}, \qquad (A.4)$$

gdzie w rocznej stopie $z\rho$ obsługi (zwrotu kapitału inwestycyjnego i corocznych od niego odsetek) wielkość ρ wyraża się wzorem:

$$\rho = s + r, \qquad (A.5)$$

przy czym tzw. rata amortyzacji oprocentowanej s - która co roku jest odkładana na procent r w celu uzyskania zwrotu nakładów inwestycyjnych J_o po zakończeniu eksploatacji elektrociepłowni - jest obliczana następująco:

$$s = \frac{r}{(1+r)^N - 1}. \qquad (A.6)$$

Jak wyżej zaznaczono, średnia roczna stopa ρ zwrotu zdyskontowanego kapitału inwestycyjnego zJ (rzeczywistych nakładów poniesionych w trakcie realizacji inwestycji, uwzględniających bowiem odsetki, jakie przyniósłby kapitał J w okresie budowy, gdyby był ulokowany na koncie w banku o stopie oprocentowania r) uwzględnia coroczne od niego odsetki w kalkulacyjnym okresie eksploatacji elektrociepłowni N, gdyż oprócz spłaty nakładów zJ należy spłacać jego oprocentowanie.

Jeśli we wzorze (A.4) wpływy gotówkowe CF_R nie uwzględniają podatku od zysku, wówczas NPV wyraża łączny przewidywany zysk brutto, zdyskontowany na chwilę rozpoczęcia eksploatacji elektrociepłowni, t = 0.

Stosując rachunek dyskonta, można również obliczyć łączny przewidywany zysk FV (Future Value), obejmujący cały okres eksploatacji, ale zdyskontowany na koniec roku zakończenia eksploatacji elektrociepłowni:

$$FV = CF_R \sum_{t=1}^{N} (1+r)^{N-t} - zJ(1+r)^N = NPV(1+r)^N. \qquad (A.7)$$

W warunkach inflacji stopę dyskonta r (pozbawioną już wpływu inflacji) należy wyznaczać z zależności:

$$r = \frac{r_k - i}{1 + i}. \tag{A.8}$$

Wartość ta wynika np. z waloryzacji wpływów pieniężnych CF_R:

$$\sum_{t=1}^{N} \frac{CF_R(1+i)^t}{(1+r_k)^t} = \sum_{t=1}^{N} \frac{CF_R}{(1+r)^t}, \tag{A.9}$$

gdzie:

i – średnia stopa inflacji w rozpatrywanym okresie czasu N,

r_k – średnia stopa oprocentowania kredytu lub środków własnych w rozpatrywanym okresie czasu N.

Stopa dyskonta r_k w przypadku finansowania inwestycji ze środków kredytowanych, $J_o = J_{kre}$, jest równa stopie oprocentowania kredytu r_{kre}. Najczęstszym źródłem finansowania są banki komercyjne. Ryzyko inwestycji ponoszą wówczas osoby lokujące swoje oszczędności w banku(-ach) będącym kredytodawcą. Gdy nakłady inwestycyjne pochodzą natomiast ze środków własnych inwestora, $J_o = J_{wł}$, wówczas z uwagi na ryzyko inwestowania stopę dyskonta należy przyjmować na poziomie wyższym od stopy oprocentowania kredytu (co zmniejsza efektywność ekonomiczną inwestycji) – pieniądze własne są bowiem zawsze droższe. Przyjęcie wówczas stopy dyskonta tylko na poziomie stóp lokat bankowych lub stopy zysku np. z obligacji byłoby błędem, gdyż takie stopy zysku inwestor osiągnie właśnie na rynku kapitałowym bez ponoszenia ryzyka (kapitał własny w razie bankructwa jest zawsze zaspokajany z masy upadłościowej jako ostatni). Ryzyko niesie natomiast z sobą inwestycja i powinno być ono zrekompensowane. W przypadku gdy inwestycja finansowana jest z kredytu bankowego i środków własnych, stopa dyskonta r_k powinna być wyznaczana jako średnia ważona w zależności od udziałów poszczególnych środków finansowych w całości nakładów inwestycyjnych, $r_k = r_{kre}(J_{kre}/J_o) + r_{wl}(J_{wl}/J_o)$, przy czym $J_o = J_{kre} + J_{wł}$.

Roczne wpływy gotówkowe określa wzór:

$$CF_R = S_R - K_e, \tag{A.10}$$

przy czym roczne przychody S_R obejmują przychody ze sprzedaży kolejno energii cieplnej i elektrycznej, tj.:

$$S_R = Q_R\, e_c + E_{el,R}\, e_{el}\,, \tag{A.11}$$

gdzie:

e_c, e_{el} - jednostkowe ceny energii cieplnej i elektrycznej;

Q_R, $E_{el,R}$ - roczna produkcja netto energii cieplnej i elektrycznej w elektrociepłowni.

Roczne koszty eksploatacji K_e obejmują natomiast: koszt paliwa oraz koszt energii elektrycznej zużywanej na potrzeby własne K_E, koszt wody uzupełniającej K_{wu} , koszt płac K_p, koszt konserwacji i remontów K_{rem}, koszt surowców nieenergetycznych i materiałów pomocniczych K_m , koszt strat (opłat za gospodarcze korzystanie ze środowiska) wywołanych przez emisję spalin w otaczającym środowisku $K_{śr}$, czyli:

$$K_e = K_E + K_{wu} + K_p + K_{rem} + K_m + K_{śr}\,. \tag{A.12}$$

Wielkość $CF_R - z\rho J = S_R - K_e - z\rho J$ we wzorze (A.4) przedstawia średni roczny zysk brutto:

$$Z_R = S_R - K_e - z\rho J\,. \tag{A.13}$$

Różnica między przychodami i wydatkami pieniężnymi $CF_R = S_R - K_e$ (tzw. roczny zysk operacyjny) powinna więc co najmniej pokryć koszty amortyzacji (amortyzacja, jak już zaznaczono, nie jest wydatkiem, jest odpisem środków finansowych z wpływów CF_R mającym zwrócić poniesione nakłady inwestycyjne), i odsetki od kapitału inwestycyjnego $z\rho J$. Inwestycja jest tym bardziej opłacalna, im roczny zysk Z_R jest większy. W przypadku gdy $Z_R = 0$, wówczas po N latach eksploatacji elektrociepłowni zostaną odzyskane tylko poniesione nakłady inwestycyjne łącznie z odsetkami wyliczonymi na podstawie stopy dyskonta dla całego okresu obliczeniowego (budowy i eksploatacji elektrociepłowni), równego sumie $b+N$ lat. W przypadku $Z_R < 0$ inwestor poniesie straty.

W sytuacji równych rocznych zysków, przy optymalizacji ekonomicznej rozpatrywanego wariantu projektowanego procesu, kryterium $Z_R \rightarrow \max$ jest równoważne kryterium $NPV \rightarrow \max$.

Wzór (A.13) można przedstawić w postaci:

$$Z_R = Q_R(e_c - k_c)\,, \tag{A.14}$$

przy czym jednostkowy koszt wytwarzania energii cieplnej równa się:

$$k_c = \frac{K_e + Jz\rho - E_{el,R} e_{el}}{Q_R}. \qquad (A.15)$$

Suma $K_e + Jz\rho$ we wzorze (A.15) oznacza całkowite roczne koszty K_R działania elektrociepłowni, sumę kosztów eksploatacyjnych (operacyjnych) i kapitałowych produkcji w niej ciepła i energii elektrycznej: $K_R = K_e + Jz\rho$. Licznik we wzorze (A.15) oznacza natomiast roczne koszty K_{Rc} produkcji ciepła w elektrociepłowni: $K_{Rc} = K_e + Jz\rho - E_{el,R} e_{el}$. Z analizy wzorów (A.14) i (A.15) wynika, że kryterium $K_{Rc} \rightarrow \min$ jest równoważne kryterium $Z_R \rightarrow \max$.

Cenę sprzedaży energii elektrycznej e_{el} należy przyjmować zgodnie z wartością wyliczaną za pomocą wzoru podanego w Rozporządzeniu Ministra Gospodarki z dnia 14 grudnia 2000 r. w sprawie szczegółowych zasad kształtowania i kalkulacji taryf oraz zasad rozliczeń w obrocie energią elektryczną (rozdział 3 § 15).

Im cena energii elektrycznej e_{el} jest większa, tym mniejszy jest koszt wytwarzania energii cieplnej k_c i tym większy jest zysk *NPV* przy danej cenie ciepła e_c.

Wartość *NPV* - wzory (A.1) i (A.4) - w zasadzie należy obliczać dla przepływu CF_R netto, tzn. z uwzględnieniem podatku od zysku (wzór (A.20)).

A.1.2. Wewnętrzna stopa zwrotu *IRR* – oprocentowanie, jakie przynosi zainwestowany kapitał

Wewnętrzna stopa zwrotu określa stopę rentowności danego przedsięwzięcia inwestycyjnego. *IRR* jest to oprocentowanie, jakie przynosi zainwestowany kapitał. Wyznacza tym samym maksymalną stopę procentową kredytu, jaką można przyjąć, aby odzyskać zainwestowane środki, tj. graniczną stopę procentową, przy której inwestycja jest jeszcze opłacalna. Inwestycja jest tym bardziej opłacalną, im wyższa wypada dla niej wartość *IRR*. Gdy jest ona niższa od stopy dyskonta, lecz większa od 0, oznacza, że przedsięwzięcie jest opłacalne, lecz poniżej korzyści z lokat w banku. *IRR* wyznacza się tym samym ze wzoru (A.1), przy założeniu $NPV = 0$:

$$\sum_{t=1}^{N} \frac{CF_t}{(1+IRR)^t} = J_o. \qquad (A.16)$$

We wzorze (A.16) założono ponadto, że wartość likwidacyjna L_N jest pomijalnie mała. Wielkość J_o (wzór A.2) we wzorze (A.16) jest również funkcją *IRR*. Dla $CF_t = CF_R = \text{const}$ można zapisać:

$$CF_R = [z\rho]_{IRR} J = [Z_R]_r + [z\rho]_r J\,, \tag{A.17}$$

przy czym zapis np. $[Z_R]_r$ oznacza, że wartość Z_R otrzymano przy stopie dyskonta równej r.
Jak już zaznaczono, wartość *IRR* (stopa zysku) powinna być większa od stopy dyskonta r. Wartość *IRR* z (A.16) wyznacza się metodą kolejnych przybliżeń.

A.1.3. Prosty (statyczny) okres zwrotu nakładów inwestycyjnych *SPB*

Jest to okres, w którym zostaną odzyskane wydatki inwestycyjne J_o. „Kwoty odzyskane" są rozróżniane jako zysk (dochód) powiększony o amortyzację i koszty finansowe (odsetki od poniesionych nakładów). Wskaźnik ten nie informuje o efektywności nakładów inwestycyjnych, ale o ich płynności, nie uwzględnia też czasowej wartości pieniądza, tzn. przepływy pieniężne z kolejnych lat eksploatacji elektrociepłowni nie są dyskontowane, lecz traktowane jako równowarte.

Prosty okres zwrotu wyliczany jest ze wzoru:

$$\sum_{t=1}^{SPB} CF_t = J_o\,, \tag{A.18}$$

i stąd dla $CF_t = CF_R = \text{const}$:

$$SPB = \frac{J_o}{CF_R} = \frac{J_o}{Z_R + z\rho J}\,, \tag{A.19}$$

gdzie przepływ $CF_R = Z_R + z\rho J$, wzór (A.10), jest przepływem brutto. Jak już zaznaczono, we wzorze (A.18) nie są uwzględnione różne wartości wpływów CF_R w kolejnych latach eksploatacji elektrociepłowni, z uwagi na różny czas ich generowania.

W zasadzie *SPB* należy obliczyć dla przepływu netto. Przy stopie podatku dochodowego od zysku brutto Z_R równej p, wartość średniego rocznego zysku netto wynosi $D_R = (1\text{-}p)Z_R$ i tym samym przepływ netto równa się:

$$CF_{R\,\text{netto}} = D_R + z\rho J. \tag{A.20}$$

Zdyskontowana łączna wartość zysku netto wynosi wówczas:

$$NPV_{netto}^{\max} = \sum_{t=1}^{N} \frac{S_R - K_e - (S_R - K_e - \rho J_o)p}{(1+r)^t} - J_o = \\ = \frac{(S_R - K_e)(1-p) - J_o \rho (1-p)}{\rho} = \frac{D_R}{\rho} \quad . \tag{A.21}$$

Jest to maksymalna wartość całkowitego zysku netto przeliczonego na moment rozpoczęcia eksploatacji (t = 0; rys. A.1), gdyż z uwagi, że odsetki od kapitału inwestycyjnego J_o są uwzględniane w amortyzacji, czyli są traktowane jako koszt uzyskania przychodu a nie jako wydatek (tzw. rata amortyzacji oprocentowanej ρJ_o), więc tym samym zmniejszają podatek dochodowy i maksymalizują $CF_{R\ netto}$. Sumując, w rocznych przepływach $CF_{R\ netto}$ nie są ponoszone poza wydatkami (będącymi równocześnie oczywiście kosztami) eksploatacyjnymi K_e i podatkiem $(S_R - K_e - \rho J_o)p$ żadne dodatkowe wydatki, np. w postaci odsetek od kredytu.

A.1.4. Zdyskontowany (dynamiczny) okres zwrotu nakładów inwestycyjnych *DPB*

Jest to okres, w którym zdyskontowane przepływy pieniężne zrównają się ze zdyskontowanymi nakładami inwestycyjnymi J_o (zwrócą J_o).

Zdyskontowany okres zwrotu nakładów inwestycyjnych jest dłuższy od prostego, ponieważ uwzględnia zmianę wartości pieniądza w czasie. Przepływy pieniężne kolejnych lat są dyskontowane do początku roku rozpoczęcia eksploatacji, tym samym ich wartości są zmniejszane proporcjonalnie do współczynników dyskontujących $1/(1+r)^t$ (czasowa wartość pieniądza jest tym mniejsza, im czas jego generowania jest odleglejszy od chwili rozpoczęcia eksploatacji elektrociepłowni). W ustabilizowanych warunkach gospodarczych (ustabilizowanym pieniądzu) wielkość ta służy do określenia okresu spłaty kredytu zaciągniętego na inwestycję.

Na podstawie wzoru (A.1) - przy założeniu $L_N/(1+r)^N \equiv 0$ - *DPB* wynika z warunku $NPV = 0$, czyli:

$$\sum_{t=1}^{DPB} \frac{CF_t}{(1+r)^t} = J_o \quad . \tag{A.22}$$

Obliczenie wartości *DPB* wymaga metody kolejnych przybliżeń.
W przypadku gdy $CF_t = CF_R = \text{const}$ - ze wzoru (A.22) otrzymuje się:

$$DPB = \frac{\ln \dfrac{CF_R}{CF_R - Jzr}}{\ln(1+r)}. \qquad \text{(A.23)}$$

Również czas *DPB* należy w zasadzie obliczać dla przepływu CF_R netto, tzn. z uwzględnieniem podatku od zysku, wzór (A.20).

A.1.5. Próg rentowności *BEP*

Próg rentowności jest definiowany dla sytuacji, gdy przychody ze sprzedaży wytwarzanych produktów (energii cieplnej i elektrycznej) zrównują się z całkowitymi kosztami ich wytwarzania (kosztami eksploatacji i kosztami kapitałowymi). Nie osiąga się wówczas zysku, ale i nie ponosi strat, $Z_R = 0$. Z warunku $Z_R = 0$, czyli $S_R = K_e + z\rho J$, można wyznaczyć np. dla danych cen e_c, e_{el} , stopy r oraz wielkości produkcji Q_R i $E_{el,R}$, progową cenę paliwa spalanego w elektrociepłowni.

Na przykład, *IRR* jest progową wartością stopy dyskonta.

Można wyznaczyć próg rentowności wykorzystania zdolności produkcyjnych. Próg rentowności produkcji energii cieplnej wyraża się wzorem:

$$BEP_Q = \frac{k_c}{e_c}. \qquad \text{(A.24)}$$

Próg rentowności BEP_Q wyznaczono przy założeniu, że wyprodukowana w elektrociepłowni energia elektryczna jest całkowicie sprzedawana po cenie e_{el} (próg rentowności produkcji energii elektrycznej wynosi $BEP_{E_{el,R}} = 100\%$). Wartość progu rentowności wykorzystania zdolności produkcyjnych powyżej 100% oznacza, że przedsięwzięcie jest nieopłacalne.

A.2. Amortyzacja

Amortyzacja to zbieranie (wycofywanie rocznymi ratami z zysku operacyjnego $S_R - K_e$ zainwestowanego kapitału) w trakcie eksploatacji elektrociepłowni środków finansowych w celu zwrotu nakładów J_o po zakończeniu jej eksploatacji. Roczna rata amortyzacji A_t to iloczyn rocznej stopy (stawki) amortyzacji i wartości początkowej urządzenia. Aktualne przepisy oraz stawki amortyzacyjne podane są w Rozporządzeniu Ministra

Finansów z 20 I 1995 r. (DzU nr 7/1995). Rozporządzenie przyjmuje jako obowiązującą tzw. amortyzację liniową. Pomijając wartość likwidacyjną L_N wówczas:

$$\sum_{t=1}^{N} A_t = NA = J_o . \tag{A.25}$$

Dla elektrowni i elektrociepłowni gazowych oraz gazowo-parowych, jako obiektów, roczna stopa amortyzacji liniowej wynosi 5 ÷ 6%, co daje $N \cong 17 \div 20$-letni okres amortyzacji, będący równocześnie normatywnym okresem eksploatacji obiektu.

Amortyzacja liniowa nie uwzględnia zmiany wartości pieniądza w czasie, nie uwzględnia odsetek, jakie by przyniósł kapitał J_o w okresie N lat. Dyskontując raty amortyzacji liniowej równe $A = J_o/N$ na moment rozpoczęcia eksploatacji elektrociepłowni (t = 0), otrzymuje się bowiem:

$$\sum_{t=1}^{N} \frac{J_o/N}{(1+r)^t} = J_o \frac{(1+r)^N - 1}{Nr(1+r)^N} = \frac{J_o}{\rho N} << J_o . \tag{A.26}$$

Dla stopy dyskonta np. $r = 8\%$ i okresu amortyzacji $N = 20$ lat, wartość czynnika $[(1+r)^N - 1]/[Nr(1+r)^N]$ we wzorze (A.26) wynosi zaledwie 0,49. Odpisy amortyzacyjne zwracają więc zaledwie niecałą połowę poniesionych nakładów inwestycyjnych J_o. Inwestowanie środków własnych z tego punktu widzenia jest tym samym nieuzasadnione ekonomicznie. Wartość zaktualizowana netto wynosi jednak wówczas:

$$NPV_{netto} = \sum_{t=1}^{N} \frac{S_R - K_e - (S_R - K_e - \frac{J_o}{N})p}{(1+r)^t} - J_o = \tag{A.27}$$

$$= \frac{(S_R - K_e)(1-p) - J_o(\rho - \frac{p}{N})}{\rho}$$

i jest mniejsza od wartości maksymalnej NPV_{netto}^{max} wyrażonej wzorem (A.21) o wartość zapłaconego podatku dochodowego od różnicy wartości amortyzacji oprocentowanej J_o, wzór (A.28), i amortyzacji liniowej $J_o/(\rho N)$, wzór

(A.26): $NPV_{netto}^{max} - NPV_{netto} = p[J_o - J_o/(\rho N)]$. Zysk NPV_{netto} kompensuje więc częściowo utracone odsetki od kapitału własnego.

Wartość rocznej stopy amortyzacji κ, gwarantującej zwrot nakładów J_o łącznie z odsetkami, należy obliczać z równania [76,82]:

$$\sum_{t=1}^{N} \frac{\kappa J_o}{(1+r)^t} = J_o \,, \tag{A.28}$$

skąd zdyskontowana stopa κ wynosi:

$$\kappa = \frac{r(1+r)^N}{(1+r)^N - 1}. \tag{A.29}$$

Jak wynika z porównania wzoru (A.29) ze wzorami (A.5) i (A.6), κ jest tożsame z ρ. Roczna stopa $\kappa \equiv \rho$ (stopa tzw. amortyzacji oprocentowanej) jest np. dla $r = 8\%$ i $N = 20$ lat ok. dwukrotnie większa od stopy liniowej $1/N$ (wzór A.25), $\rho \cong 2/N$. W USA od roku 1987 stosowana jest amortyzacja przyśpieszona DDB (Double Declining Balance). Dla obiektów o normatywnym okresie amortyzacji 5, 7 i 10 lat stosuje się podwójną roczną stopę liniową, a dla obiektów o normatywnym okresie amortyzacji 15 i 20 lat półtorakrotną roczną stopę liniową (przy wartości likwidacyjnej $L_N = 0$)[55].

Stosowanie tzw. amortyzacji progresywnej [55], gdzie roczne raty (odpisy) amortyzacyjne A_t w początkowych latach eksploatacji są najmniejsze, i zwiększane są w kolejnych latach, powoduje wolne wycofywanie zainwestowanego kapitału, i największe na nim straty ekonomiczne - największe utracone odsetki i największy podatek dochodowy. Wartość pieniądza, jak już zaznaczono, jest bowiem tym mniejsza, im czas jego generowania jest odleglejszy od chwili rozpoczęcia eksploatacji elektrociepłowni.

Wyliczając wartość *NPV*, nie wolno dodatkowo dyskontować raty amortyzacji A w przód, i dodawać tej wartości do wpływów pieniężnych w kolejnych latach w celu zwiększenia zysku, argumentując, że amortyzacja przecież stanowi dochód, który można tym samym ulokować w banku. Rata amortyzacji jest przecież „ukryta" w rocznych przepływach $CF_{R\ netto}$, i tym samym jest już uwzględniana w rachunku zysku, i dwukrotne jej uwzględnianie byłoby błędem.

A.3. Sposoby finansowania inwestycji

Sposób finansowania inwestycji ma wpływ na ostateczny wynik ekonomiczny, jaki zostanie osiągnięty w trakcie działania każdego przedsiębiorstwa (elektrociepłowni).

Można wyróżnić następujące sposoby finansowania inwestycji, angażując:

- środki własne,
- kredyt długoterminowy komercyjny,
- kredyt preferencyjny, np. ze środków EkoFunduszu,
- leasing,
- podmiot zewnętrzny IPP (Independent Power Producer),
- środki mieszane, łączące cechy powyższych sposobów.

W przypadku braku zdolności kredytowej inwestora jedną z możliwości finansowania jest leasing:

a) kapitałowy – jest to w istocie bardzo drogi kredyt, w praktyce o stopie procentowej nawet ok. dwa razy większej niż w przypadku kredytu bankowego; jego wysokość jest poziomem bezpieczeństwa leasingodawcy,
b) operacyjny – jest to w istocie dzierżawa maszyn i urządzeń, dla których suma wszystkich rocznych rat dzierżawy (czynszu leasingowego), będących kosztem uzyskania przychodu, daje ok. półtorakrotnie większe oprocentowanie w stosunku do kredytu bankowego; stopa procentowa leasingu operacyjnego jest niższa niż dla leasingu kapitałowego (finansowego), gdyż jest on bezpieczniejszy dla leasingodawcy, to leasingodawca jest właścicielem maszyn i urządzeń.

Paradoksalnie (po leasingu), najdroższą formą finansowania inwestycji jest jej finansowanie ze środków własnych – wzór (A.27).

Obok leasingu (w zależności od stopy oprocentowania kredytu, leasing operacyjny może być korzystniejszy od kredytowania inwestycji - wzór A.31), środki inwestycyjne można pozyskać „sprzedając" rynek ciepła i energii elektrycznej niezależnemu inwestorowi IPP. Jest to najbardziej niekorzystny wariant finansowania inwestycji, z uwagi na występującą wówczas konieczność dzielenia się zyskiem z IPP. Cenę sprzedaży rynku (podział zysku) należy wówczas wyliczyć według przyjętego kryterium jego wyceny (rozdział 7).

W przypadku kredytowania inwestycji banki ze względów bezpieczeństwa nie udzielają zazwyczaj kredytu w wysokości przekraczającej 80% (85) całkowitych nakładów inwestycyjnych. Żądają równocześnie zabezpieczenia kredytu, np. majątkiem własnym kredytobiorcy.

W przypadku finansowania inwestycji całkowicie ze środków kredytowanych lub za pomocą leasingu wartość rocznych rzeczywistych przepływów pieniężnych w kolejnych latach, uwzględniających wszystkie przychody i wszystkie ponoszone wydatki, w tym raty R_t, spłaty kredytu lub leasingu kapitałowego, nie będące przecież kosztem uzyskania przychodu S_t

(kosztem jest amortyzacja oraz będące jednocześnie wydatkiem raty czynszowe leasingu operacyjnego), wynosi:

$$CF_{t\ netto}^{rzecz} = S_t - K_{e,t} - F_t - R_t - (S_t - K_{e,t} - F_t - A_t)p_t > 0, \qquad (A.30)$$

gdzie: F_t oznacza odsetki (koszty finansowe lub czynszowe raty leasingowe leasingu operacyjnego) od środków inwestycyjnych kredytowanych w kolejnym roku obliczeniowym $t \in \langle 1;\ n_{kre} \rangle$, będące kosztem uzyskania przychodu, $K_{e,t}$ są kosztami eksploatacyjnymi, przy czym n_{kre} oznacza wyrażony w latach okres trwania kredytu (leasingu), $1 \le n_{kre} \le N$ (n_{kre} wynosi od 5 do 10 lat, choć równie częste są kredyty kilkunastoletnie). W przypadku leasingu operacyjnego we wzorze (A.30) nie występuje amortyzacja, gdyż właścicielem urządzenia jest leasingodawca, i amortyzacja jest jego kosztem. Wartość łącznego zysku netto przeliczonego na moment rozpoczęcia eksploatacji elektrociepłowni (t = 0), przy całkowitym finansowaniu inwestycji z kredytu, $J_o = J_{kre}$, oraz przy założeniu stałości rocznych wielkości we wzorze (A.30)(oczywiście bez stałości malejących w kolejnych latach wartości odsetek F_t), wynosi:

$$NPV_{netto}^{rzecz} = \sum_{t=1}^{n_{kre}} \frac{S_R - K_e - F_t - R - (S_R - K_e - F_t - \frac{J_o}{N})p}{(1+r_{kre})^t} +$$

$$+ \sum_{t=n_{kre}+1}^{N} \frac{S_R - K_e - (S_R - K_e - \frac{J_o}{N})p}{(1+r_{kre})^t} = \qquad (A.31)$$

$$= \sum_{t=1}^{N} \frac{S_R - K_e - (S_R - K_e - \frac{J_o}{N})p}{(1+r_{kre})^t} - \sum_{t=1}^{n_{kre}} \frac{R + F_t(1-p)}{(1+r_{kre})^t}$$

przy czym:

$$F_t = r_{kre}[J_o - (t-1)R] \text{ dla } t = 1 \div n_{kre}, \qquad (A.32)$$

gdzie rata R spłaty kredytu (leasingu kapitałowego) równa się:

$$R = \frac{J_o}{n_{kre}}. \qquad (A.33)$$

W liczniku wzoru (A.31) występują oczywiście odsetki od kredytu F_t, gdyż są one wydatkiem, i zmniejszają więc tym samym roczne wpływy gotówkowe. Rachunek dyskonta (pomimo że z definicji sam jest przecież rachunkiem „odsetkowania") przelicza tylko wpływy z konkretnych kolejnych lat - zgodnie z umową liczenia zysku netto, wzór (A.1) - na moment rozpoczęcia eksploatacji elektrociepłowni (t = 0), czyli „aktualizuje" ten zysk.
We wzorze (A.31) nie występuje składnik J_o, gdyż zaciągnięte na realizację inwestycji środki J_o występują w rocznych wydatkach w latach $1 \le t \le n_{kre}$ w wysokości rocznych rat R, i co roku rata R jest tym samym zwracana kredytodawcy (wzory (A.30) i (A.32)), co daje $\sum_{t=1}^{n_{kre}} R = J_o$ (czego nie zmienia fakt, że we wzorze (A.31) na potrzeby przeliczenia zysku na moment rozpoczęcia eksploatacji elektrociepłowni jest ona dyskontowana). Wartość $\sum_{t=1}^{n_{kre}} [R + F_t(1-p)]/(1+r_{kre})^t$ we wzorze (A.31) jest nieznacznie, o wartość podatku od odsetek od kredytu, mniejsza od wartości J_o, i tym samym zysk NPV_{netto}^{rzecz} jest o tę wartość większy od zysku NPV_{netto} wyrażonego wzorem (A.27). Ponadto, jak już zaznaczono, stopa dyskonta we wzorze (A.27) powinna być większa od stopy dyskonta we wzorze (A.31) (równej stopie kredytu), co dodatkowo obniżyłoby zysk NPV_{netto}. Największa stopa dyskonta występuje przy leasingu kapitałowym, i największa jest tym samym występująca w mianowniku wartość ρ, a zysk jest najmniejszy.

W przypadku leasingu operacyjnego, jak już zaznaczono, we wzorze (A.31) zamiast odsetek występuje czynsz leasingowy, oraz nie występuje amortyzacja.

W praktyce inwestycje najczęściej są finansowane częściowo ze środków własnych inwestora, środków kredytowanych, leasingowych, i tym samym wzór (A.31) ma dla każdego konkretnego przypadku bardziej rozbudowaną postać. Im bardziej przedsięwzięcie jest ryzykowne, tym większy musi być udział kapitału własnego inwestora (najczęściej minimum 15%(20)) w strukturze środków finansujących. Kapitał własny inwestora jest traktowany bowiem przez banki jako pewnego rodzaju środek bezpieczeństwa. Zaangażowanie finansowe inwestora gwarantuje, że będzie on dostatecznie zainteresowany, by przedsięwzięcie zakończyło się sukcesem finansowym (znane są jednak przypadki projektów w całości finansowanych przez kapitał obcy). W przypadku finansowania ze środków kredytowanych i własnych, $J_o = J_{kre} + J_{wł}$, łączny zdyskontowany zysk wynosi:

$$NPV_{netto}^{rzecz} = \sum_{t=1}^{N} \frac{x(S_R - K_e) - [x(S_R - K_e) - \frac{J_{kre}}{N}]p}{(1+r_{kre})^t} - \sum_{t=1}^{n_{kre}} \frac{R + F_t(1-p)}{(1+r_{kre})^t} +$$

$$+ \sum_{t=1}^{N} \frac{(1-x)(S_R - K_e) - [(1-x)(S_R - K_e) - \frac{J_{wl}}{N}]p}{(1+r_{wl})^t} - J_{wl}, \tag{A.34}$$

przy czym wartość $x \in \langle 0;1 \rangle$ oznacza część zysku operacyjnego $S_R - K_e$ przypisanego nakładom J_{kre}, oraz $R = J_{kre}/n_{kre}$.

Posługując się średnioważoną stopą dyskonta r, wzór (A.34) można zapisać w postaci:

$$NPV_{netto}^{rzecz} = \sum_{t=1}^{N} \frac{S_R - K_e - (S_R - K_e - \frac{J_o}{N})p}{(1+r)^t} - J_{wl} - \sum_{t=1}^{n_{kre}} \frac{R + F_t(1-p)}{(1+r_{kre})^t}. \tag{A.35}$$

Jeżeli $r = r_{kre}(J_{kre}/J_o) + r_{wl}(J_{wl}/J_o)$, to wówczas $x \cong J_{kre}/J_o$. Jak już wcześniej zaznaczono, stopę r_{wl} z uwagi na ryzyko inwestowania należy przyjmować o kilka punktów procentowych większą od stopy oprocentowania kredytu r_{kre}. Należy ponadto zaznaczyć, że w rzeczywistości w kategoriach księgowych odpisy amortyzacyjne – wyliczane dla całkowitych nakładów inwestycyjnych J_o – będące kosztem uzyskania przychodu niestety nie uwzględniają odsetek (wzór A.34). Obok odpisów amortyzacyjnych kosztem są jedynie odsetki od kredytu i opłaty za jego pozyskanie (oczywiście z wyłączeniem odsetek i opłat za nieterminowe realizowanie zobowiązań). Odpisy amortyzacyjne powinny więc dotyczyć tylko nakładów własnych J_{wl} i należałoby je wyliczać według stopy, zgodnie ze wzorem (A.29), a dla nakładów kredytowanych J_{kre} obok odsetek - wzór (A.31) - kosztem mogłyby być wówczas rzeczywiste raty jego spłaty zapisane w umowie kredytowej. Spowodowałoby to równoprawne traktowanie środków pieniężnych własnych i kredytowanych.

Sposób finansowania inwestycji ma decydujący wpływ na płynność finansową w kolejnych latach eksploatacji elektrociepłowni oraz, jak już zaznaczono, na końcowy łączny zysk osiągnięty z jej realizacji.

A.4. Płynność finansowa

Wartości wskaźników oceny efektywności ekonomicznej inwestycji: $NPV > 0$, $IRR > r$, $DPB < N$ (wzory A.1, A.16, A.22) informują tylko, że dane przedsięwzięcie gospodarcze jest opłacalne. Niezależnie jednak od wartości tych wskaźników, w przypadku finansowania inwestycji ze środków kredytowanych lub za pomocą leasingu, istotnym wskaźnikiem efektywności ekonomicznej działania przedsiębiorstwa (elektrociepłowni) jest tzw. płynność finansowa, której miarą jest wartość nierówności:

$$S_t - K_{e,t} - F_t - R_t > 0. \tag{A.36}$$

Zwrot relacji mniejszościowej w nierówności (A.36) zależy w głównej mierze od czasu trwania kredytu. W przypadku dużych rat R_t (krótki termin spłaty kredytu, ale za to mniejsze w sumie odsetki – koszty finansowe) mogą wystąpić ujemne rzeczywiste przepływy pieniężne, czyli następuje brak płynności finansowej. To brak płynności, pomimo ekonomicznej opłacalności działania przedsiębiorstwa, może być powodem jego bankructwa. Analizując efektywność ekonomiczną przedsięwzięcia, po wstępnych obliczeniach, jakimi są obliczenia wskaźników *NPV*, *IRR*, *DPB*, należy wykonać plan finansowania inwestycji. W przypadku gdy warunek (A.36) nie jest spełniony, przedsiębiorstwo musi uzupełniać braki środków finansowych poprzez zaciąganie np. krótkoterminowych kredytów, których obsługa finansowa (odsetki i opłaty za jego pozyskanie) pogarsza efektywność ekonomiczną inwestycji. Innym rozwiązaniem jest zmniejszenie rat R_t poprzez wydłużenie czasu n_{kre} trwania kredytu długoterminowego, i/lub wynegocjowanie okresu karencji jego spłaty, co pozwala w tym czasie na zgromadzenie środków finansowych na odroczoną jego spłatę. Konsekwencją tych zabiegów jest jednak zwiększanie kosztów finansowych obsługi kredytu, które w praktyce mogą dochodzić nawet do 100% (zazwyczaj koszty te wynoszą od 25 do 50%) całkowitych nakładów inwestycyjnych. Istotnym zadaniem jest więc skonstruowanie optymalnego planu finansowania inwestycji, tzn. takiego, dla którego ostateczny osiągnięty zysk z przedsięwzięcia byłby największy.

Finansowanie inwestycji ze środków własnych, w przypadku jeżeli wartość *NPV* jest większa od zera, gwarantuje dodatnią płynność finansową w całym okresie eksploatacji elektrociepłowni.

Analiza termodynamiczna i ekonomiczna skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w układach gazowo-parowych

Streszczenie

W pracy przedstawiono kompleksową analizę efektywności termodynamicznej i ekonomicznej skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w układach gazowo-parowych szeregowych, w których spalanym paliwem jest gaz ziemny, oraz w układach gazowo-parowych dwupaliwowych (węglowo-gazowych) sprzężonych szeregowo i równolegle, jako rozwiązań standardowych. Układy dwupaliwowe stanowią bowiem ważny potencjał modernizacyjny i rozwoju krajowej energetyki, opartej w znacznym stopniu na spalaniu węgla kamiennego i brunatnego.

Sformułowano metodologię oraz algorytmy postępowania przy doborze optymalnych rozwiązań układów gazowo-parowych opartych na spalaniu gazu ziemnego i układów dwupaliwowych. Na podstawie wyników bezwymiarowych rozważań opracowano wiele wykresów, mających ogólny charakter, pozwalających na optymalny dobór urządzeń i termodynamicznych parametrów pracy tych układów.

Jako kryterium optymalizacji rozpatrzonych układów przyjmowano maksimum efektu ekonomicznego ich pracy, a tam, gdzie występuje niepewność co do wyników analizy ekonomicznej, chociażby ze względu na trudności przewidywania zmian cen nośników energii w okresie działania rozpatrywanego urządzenia, kryterium maksimum mocy, jaką można wygenerować w turbozespole parowym (maksimum sprawności elektrycznej – egzergetycznej – części parowej).

W pracy przedstawiono ponadto metodologię i wyniki wielowariantowych obliczeń wyceny wartości rynku ciepła i energii elektrycznej zasilanego z elektrociepłowni gazowo-parowej.

Thermodynamic and economic analysis of heat and power production in the combined-cycle gas and steam turbine plants

Summary

The complex analysis of thermodynamic and economic effectiveness of the combined production of heat and power in the combined-cycle plants is presented in the work. The analysis takes into account natural gas fuelled gas and steam turbine serial systems and dual fuel gas-coke serial and parallel systems as the standard solution. Dual fuel schemes make an important potential for modernization and development of the national energy system, mainly based on hard and black coal.

Methodology and algorithms for selecting optimal solutions of natural gas and dual fuel combined-cycle heat and power plants have been developed. Basing on nondimensional analysis a number of generalized relationships has been worked out. These are presented in the form of charts that might be used for the optimal machinery sizing as well as for selection of its optimal operational thermodynamic parameters.

The economic effectiveness of the system operation is selected as the primary objective function to be maximized in the optimisation procedure. In the cases where the results are of high uncertainty, for instance because of the nonpredictable variations in fuel and energy prices, the criterion of maximum the steam turbine power (maximum electric - exergetic –efficiency of the steam turbine plant) is used.

In the work, results of multi-variant calculations of assessment of value of heat and electricity market supply from the combined-cycle gas and steam turbine plants are also presented.