



POLITECHNIKA OPOLSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNY

Anna Duczkowska-Kądziel

Rozprawa doktorska

**ANALIZA SKOJARZONEJ PRACY BLOKU 370 MW
NADBUDOWANEGO TURBINĄ GAZOWĄ**

Promotor:

dr hab. inż. Ryszard Bartnik, prof. PO

.....

(podpis promotora)

OPOLE 2011

SPIS TREŚCI

| | |
|--|-----------|
| Podstawowe oznaczenia | 5 |
| 1. Wprowadzenie | 7 |
| 2. Cel i zakres pracy | 14 |
| 3. Ogólna charakterystyka bloku energetycznego o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW | 17 |
| 3.1. Kocioł parowy BP-1150 | 17 |
| 3.2. Turbina 18K370 | 19 |
| 3.3. Generator GTHW 360 | 20 |
| 4. Model matematyczny bloku energetycznego o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW przystosowanego do pracy skojarzonej i jednocześnie nadbudowanego turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym | 22 |
| 4.1. Wprowadzenie | 22 |
| 4.2. Schemat bloku | 24 |
| 4.3. Wyrowadzenie mocy cieplnej z bloku | 26 |
| 4.4. Równania bilansów masy i energii | 26 |
| 4.4.1. Kocioł parowy | 27 |
| 4.4.2. Turbozespół parowy | 28 |
| 4.4.3. Skraplacz KQ1 | 30 |
| 4.4.4. Wymienniki ciepła regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4, CT1 | 33 |
| 4.4.5. Odgazowywacz, główna pompa zasilająca, skraplacz KQ2 | 36 |
| 4.4.6. Wymienniki regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4 | 37 |
| 4.4.7. Wymienniki ciepłownicze XC2, XC3, XC4 | 38 |
| 4.4.8. Turbozespół gazowy i kocioł odzyskowy | 39 |
| 4.5. Zależności charakteryzujące pracę podstawowych urządzeń bloku | 42 |
| 4.5.1. Kocioł parowy | 42 |
| 4.5.2. Turbozespół parowy | 43 |
| 4.5.3. Regeneracja nisko- i wysokoprężna | 46 |

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 4.5.4. | Turbina pomocnicza i pompa wody zasilającej | 47 |
| 4.5.5. | Skraplacze KQ1, KQ2 turbiny głównej i pomocniczej | 49 |
| 4.5.6. | Turbozespół gazowy | 50 |
| 5. | Obliczenia testujące model matematyczny bloku | 53 |
| 5.1. | Metody rozwiązywania układu równań | 54 |
| 5.2. | Wyniki obliczeń testujących | 54 |
| 6. | Analiza termodynamiczna i ekonomiczna modernizacji bloku 370 MW do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową turbiną gazową i kotłem odzyskowym | 62 |
| 6.1. | Wprowadzenie | 62 |
| 6.2. | Efektywność energetyczna przystosowanego do pracy skojarzonej bloku energetycznego 370 MW i jednocześnie nadbudowanego turbiną gazową i kotłem odzyskowym | 65 |
| 6.2.1. | Dobór mocy turbiny gazowej do bloku | 68 |
| 6.2.2. | Dobór struktury kotła odzyskowego do bloku | 72 |
| 6.2.2.1. | Analiza termodynamiczna | 72 |
| 6.2.2.2. | Analiza ekonomiczna | 82 |
| 6.2.2.3. | Podsumowanie | 84 |
| 6.3. | Metodyka analizy efektywności ekonomicznej modernizacji bloku 370 MW do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową turbiną gazową i kotłem odzyskowym | 85 |
| 6.3.1. | Metodyka przyrostowa analizy efektywności ekonomicznej modernizacji bloku 370 MW | 86 |
| 6.3.1.1. | Warunki konieczny i wystarczający ekonomicznej opłacalności modernizacji | 86 |
| 6.3.1.2. | Minimalna cena ciepła | 88 |
| 6.3.1.3. | Graniczna cena energii elektrycznej | 92 |
| 6.3.2. | Końcowe postacie warunków koniecznych na minimalną cenę ciepła i graniczną cenę energii elektrycznej | 96 |
| 6.4. | Wyniki termodynamicznych obliczeń modernizacji bloku 370 MW..... | 99 |
| 6.4.1. | Praca układu z kotłem odzyskowym jedno-, dwu- i trójciśnieniowym w całym zakresie mocy produkowanych turbozespołów gazowych | 99 |
| 6.4.1.1. | Podsumowanie | 125 |

| | | |
|-------------------|--|------------|
| 6.4.2. | Praca układu z turbozespołem gazowym o nominalnej mocy elektrycznej 202 MW i kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym | 125 |
| 6.5. | Wyniki ekonomicznych obliczeń modernizacji bloku 370 MW..... | 131 |
| 6.5.1. | Praca układu z kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym | 131 |
| 6.5.2. | Praca układu z turbozespołem gazowym o nominalnej mocy elektrycznej 202 MW i kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym | 133 |
| 6.5.2.1. | Wrażliwość jednostkowego kosztu produkcji ciepła i granicznej ceny energii elektrycznej na cenę gazu i wysokość jednostkowych stawek za emisje SO ₂ , NO _x | 134 |
| 6.6. | Podsumowanie i wnioski | 136 |
| 7. | Analiza porównawcza skojarzonej pracy bloku 370 MW w układzie gazowo-parowym dwupaliwowym z jednopaliwową elektrociepłownią gazowo-parową o tej samej mocy cieplnej | 138 |
| 7.1. | Wprowadzenie | 138 |
| 7.2. | Wyniki termodynamicznych i ekonomicznych obliczeń | 140 |
| 7.3. | Analiza wrażliwości | 144 |
| 7.4. | Podsumowanie i wnioski | 146 |
| 8. | Podsumowanie i wnioski końcowe | 148 |
| LITERATURA | | 151 |

Podstawowe oznaczenia

| | |
|------------------------|---|
| DPBP | – zdyskontowany okres zwrotu nakładów inwestycyjnych, lata |
| e_c, e_{el}, e_{pal} | – jednostkowa cena ciepła, energii elektrycznej, paliwa, PLN/GJ, PLN/MWh |
| \dot{E}_{ch} | – strumień energii chemicznej paliwa, MW |
| $E_{ch, R}$ | – roczne zużycie energii chemicznej paliwa, MWh |
| $E_{el, R}$ | – roczna produkcja energii elektrycznej, MWh |
| F | – powierzchnia wymiany ciepła, m ² |
| h | – entalpia właściwa, J/kg |
| IRR | – wewnętrzna stopa zwrotu, 1/a |
| J | – nakłady inwestycyjne, PLN |
| k | – współczynnik przenikania ciepła, kW/(m ² K) |
| k_c | – jednostkowy koszt produkcji ciepła w elektrowni bez kompensacji jej mocy elektrycznej, PLN/GJ |
| k_c^{kom} | – jednostkowy koszt produkcji ciepła w elektrowni z kompensacją jej mocy elektrycznej, PLN/GJ |
| K_e | – roczne koszty eksploatacji elektrowni, PLN |
| \dot{m} | – strumień masy, kg/s |
| N | – kalkulacyjny okres eksploatacji urządzeń, a |
| N_{el} | – moc elektryczna, MW |
| NPV | – wartość zaktualizowana netto, PLN |
| p | – stopa podatku od zysku brutto, |
| p | – ciśnienie, Pa |
| \dot{P} | – strumień paliwa, kg/s |
| Q_R | – roczna produkcja ciepła, MWh |
| s | – entropia właściwa, J/(kgK) |
| t, T | – temperatura, K, °C |
| W_d | – wartość opałowa, J/kg |
| $zp + \delta_{rem}$ | – roczna stopa obsługi kapitału inwestycyjnego oraz pozostałych kosztów stałych zależnych od nakładów inwestycyjnych, %/a |
| z | – współczynnik zamrożenia, |
| Z_R | – roczny zysk brutto, PLN/a. |

Symbole greckie

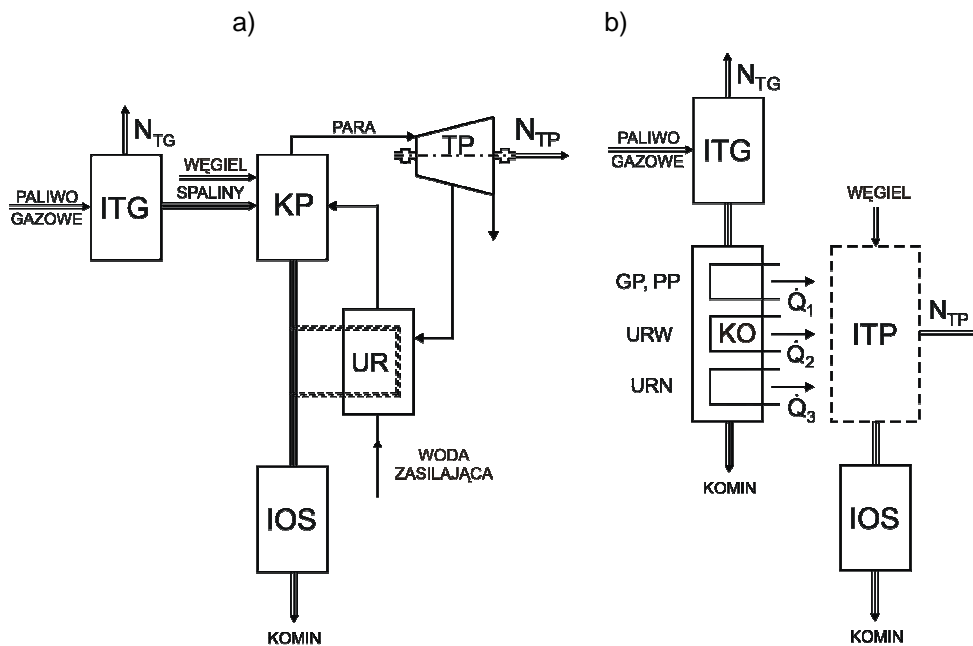
| | |
|--------------------|--|
| Δ | – symbol przyrostu, |
| η | – sprawność, |
| ρ | – roczna stopa amortyzacji oprocentowanej, |
| ε_{el} | – względny wskaźnik elektrycznych potrzeb własnych elektrowni, |
| τ | – czas, s. |

Indeksy

| | |
|-----|---|
| c | – dotyczy ciepła, |
| ch | – dotyczy wielkości chemicznych, |
| cwu | – dotyczy ciepłej wody użytkowej, |
| el | – dotyczy elektryczności, |
| El | – dotyczy elektrowni, |
| g | – dotyczy ciepła grzejnego, |
| g | – dotyczy wody gorącej |
| kom | – dotyczy kompensacji ubytku mocy, |
| l | – dotyczy sezonu letniego, |
| n | – dotyczy warunków nominalnych, |
| p | – dotyczy wody powrotnej, |
| pal | – dotyczy paliwa, |
| R | – dotyczy roku, |
| śr | – dotyczy środowiska, |
| w | – dotyczy wody, |
| z | – dotyczy sezonu zimowego (grzewczego). |

1. Wprowadzenie

Bardzo ważnym potencjałem modernizacyjnym krajowej energetyki są bazujące na turbinach gazowych tzw. czyste technologie węglowe charakteryzujące się relatywnie wysoką efektywnością energetyczną oraz małą emisją zanieczyszczeń do środowiska naturalnego [3, 4–6, 8, 9, 18, 19, 45, 82, 92]. Są to m.in. sprzężone technologie gazowo-parowe dwupaliwowe, węglowo-gazowe: układy sprzężone szeregowo i równoległe – rys. 1.1, 1.2.



Rys. 1.1. a) układ dwupaliwowy szeregowy (Hot Windbox; w układzie szeregowym nie występuje kocioł odzyskowy), b) układ dwupaliwowy równoległy. ITG – instalacja turbiny gazowej, KO – kocioł odzyskowy, 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 nisko- i wysokociśnieniowa, N_{TG} , N_{TP} – moce instalacji turbiny gazowej i parowej

Układy te, co istotne, mogą powstawać w wyniku nadbudowy już istniejących struktur węglowych turbiną gazową. W tak zmodernizowanych elektrowniach nastąpi znaczące zwiększenie sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Zmieni się bowiem realizowany w nich obieg cieplny.

W opalanych węglem elektrowniach realizowany jest parowy obieg Clausiusa-Rankine’a [56, 87], rys. 7.1. Jego termodynamiczną, fundamentalną wadą jest niska

średnia termodynamiczna temperatura \bar{T}_d czynnika, wody i pary (nazywana też temperaturą uśrednioną entropowo), podczas izobarycznej przemiany doprowadzania do niego ciepła Q_d w kotle:

$$\bar{T}_d = \frac{Q_d}{\Delta S} = \frac{\int_{s_w}^{s_p} T_d(s) ds}{s_p - s_w} = \frac{h_p - h_w}{s_p - s_w} \quad (1.1)$$

gdzie:

ΔS – przyrost entropii czynnika obiegowego,

h, s – entalpia i entropia właściwa czynnika obiegowego.

W bloku 370 MW parametry termiczne zasilającej kocioł wody wynoszą 255°C/23,5 MPa ($h_w = 1110,8$ kJ/kg, $s_w = 2,7947$ kJ/(kgK)), parametry produkowanej z niej pary świeżej równają się 535°C/18 MPa ($h_p = 3373,2$ kJ/kg, $s_p = 6,3537$ kJ/(kgK)), a zatem średnia termodynamiczna temperatura wynosi zaledwie $\bar{T}_d = 636$ K. Tymczasem temperatura spalania węgla w kotle wynosi aż ok. $T_{sp} = 1600$ K. Znaczna jest więc również wartość różnicy $T_{sp} - \bar{T}_d \cong 1000$ K, co łącznie z niską temperaturą \bar{T}_d skutkuje małą sprawnością wytwarzania energii elektrycznej w bloku (co wynika z analizy wzorów (1.2)–(1.4)), wynoszącą zaledwie 41% brutto (netto 37%).

Największą teoretycznie możliwą sprawnością wytwarzania energii mechanicznej w układach termodynamicznych charakteryzuje się obieg Carnota. Sprawność ta wyraża się wzorem [87]:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_{ot}}{T_g} \quad (1.2)$$

a moc silnika Carnota równaniem:

$$N_C = \eta_C \dot{Q}_d \quad (1.3)$$

gdzie:

\dot{Q}_d – strumień ciepła napędowego,

T_{ot} – bezwzględna temperatura dolnego źródła ciepła (otoczenia),

T_g – bezwzględna temperatura górnego źródła ciepła.

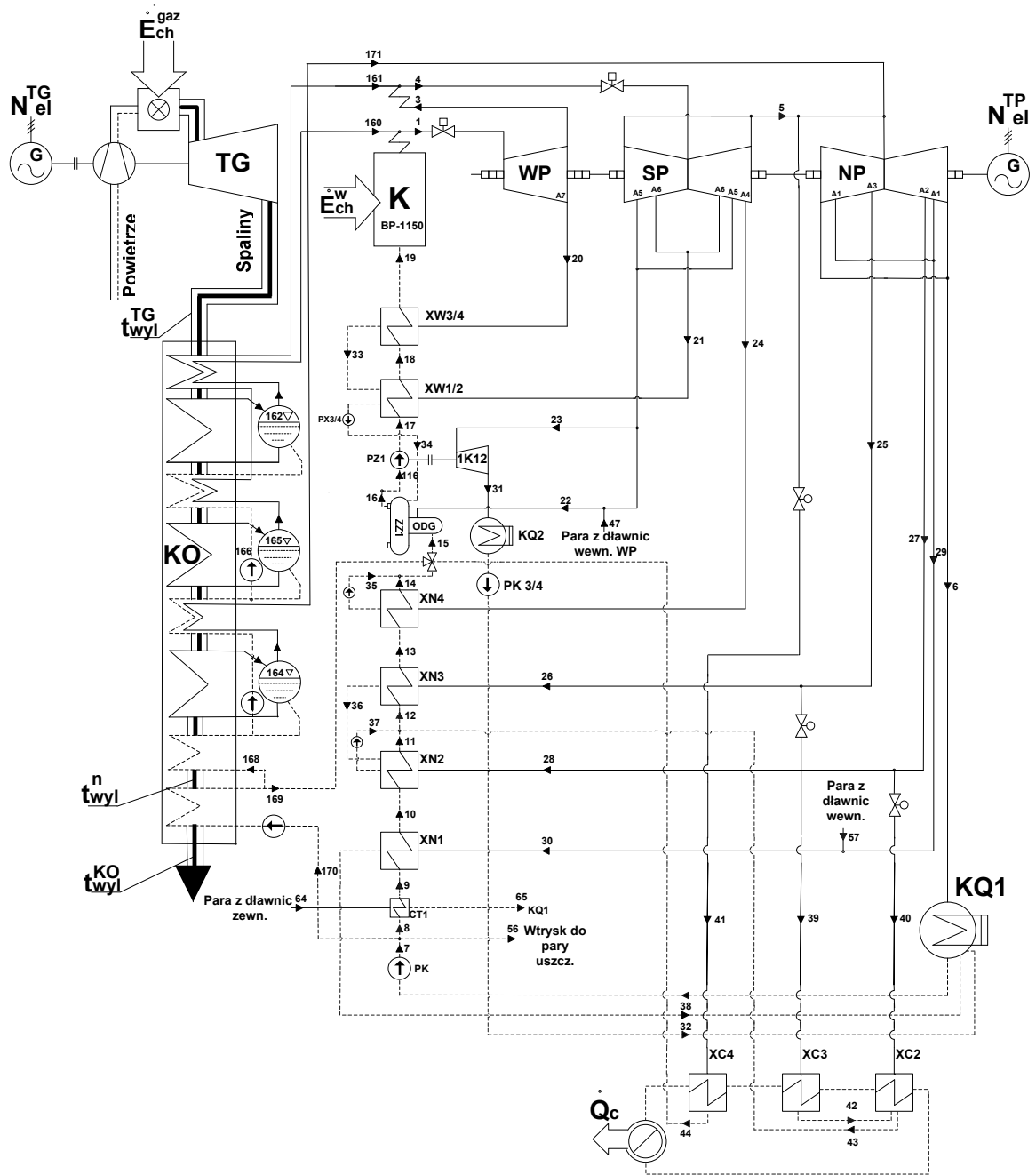
Gdyby zatem w elektrowni realizować obieg Carnota, to dla temperatur $T_g = T_{sp} = 1600\text{ K}$ i $T_{ot} = 300\text{ K}$ jej sprawność, przy założeniu braku strat konwersji energii mechanicznej na elektryczną, wynosiłaby $\eta_C = 81\%$. Tymczasem sprawność brutto parowego obiegu Clausiusa-Rankine'a dla bloku 370 MW wynosi, jak już powyżej zaznaczono, zaledwie 41%. Z czego to wynika?

Z analizy wzorów (1.2), (1.3) wynika, co bardzo istotne, że tę samą ilość strumienia ciepła napędowego \dot{Q}_d pobieranego z gorącego źródła o temperaturze $T_g = \text{const}$ można w tym większym stopniu zamienić na moc mechaniczną (i w konsekwencji na elektryczną), im wyższa jest temperatura T_g . Strata mocy (egzergii) zatem tylko na skutek obniżenia temperatury z T_{g1} na T_{g2} ($T_{g1} > T_{g2}$) wynosi:

$$\Delta N_C = \dot{Q}_d \left(1 - \frac{T_{ot}}{T_{g1}} \right) - \dot{Q}_d \left(1 - \frac{T_{ot}}{T_{g2}} \right) = T_{ot} \dot{Q}_d \frac{T_{g1} - T_{g2}}{T_{g1} T_{g2}} \quad (1.4)$$

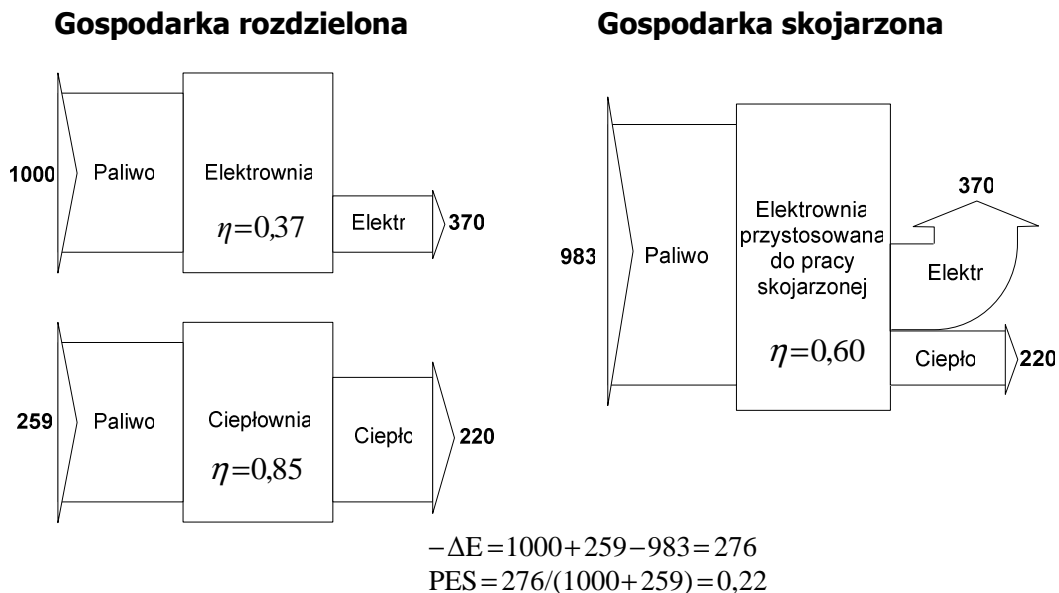
Wyrażona wzorem (1.4) strata mocy ma miejsce w kotle parowym, przy czym \dot{Q}_d równa się iloczynowi strumienia spalanego w kotle węgla \dot{P} i jego wartości opałowej W_d , a temperatury T_{g1} i T_{g2} równają się: $T_{g1} = T_{sp}$ i $T_{g2} = \bar{T}_d$. Liczbowo strata mocy wynosi aż 30%: $T_{ot} (T_{sp} - \bar{T}_d) / (T_{sp} \bar{T}_d) = 300(1600 - 636) / (1600 \times 636) \cong 30\%$. Pomimo zatem swojej wysokiej sprawności energetycznej, dochodzącej do 94%, kocioł parowy jest przyczyną małej sprawności wytwarzania energii elektrycznej w elektrowniach parowych pracujących według obiegu Clausiusa-Rankine'a.

Bardzo ważną również możliwością ze względów energetycznych, ekonomicznych i ekologicznych jest jednocześnie z modernizacją bloku 370 MW do dwupaliwowego układu gazowo-parowego przystosowanie go do pracy w układzie skojarzonym i dostarczania z niego odbiorcom oprócz energii elektrycznej również ciepła grzejnego \dot{Q}_c – rys. 1.2.



Rys. 1.2. Schemat ideowy bloku 370 MW przystosowanego do pracy skojarzonej i nadbudowanego turbozespołem gazowym TG i kotłem odzyskowym KO trójciśnieniowym; wymienniki ciepłownicze XC2, XC3 i XC4 zabudowano w bloku zgodnie z wynikami obliczeń doboru optymalnych struktur technologicznych przystosowujących zawodowe elektrownie węglowe do pracy skojarzonej uzyskanymi w [15]

Przystosowanie bloku do pracy skojarzonej skutkować będzie poprawą całkowitej efektywności energetycznej jego działania. Skojarzone wytwarzanie ciepła i energii elektrycznej jest ponadto najskuteczniejszym sposobem zmniejszenia zużycia energii chemicznej paliw, a tym samym zmniejszenia emisji szkodliwych produktów spalania do otoczenia [39]. Promowanie kogeneracji stanowi priorytet Wspólnoty Krajów Europejskich, co zapisano w preambule dyrektywy 2004/8/EC. W preambule tej wprowadzono pojęcie „wysokosprawna kogeneracja” precyzując, że oszczędność względna energii chemicznej paliw pierwotnych PES (*Primary Energy Saving*) powyżej już tylko 10% upoważnia do używania tego terminu do energii elektrycznej i ciepła wytworzonych w procesie skojarzonym.



Rys. 1.3. Porównanie rozdzielonego i skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła

Efektywne wykorzystywanie energii poprzez stosowanie skojarzenia może przyczynić się do bezpieczeństwa energetycznego Unii Europejskiej. Aktualne bowiem uzależnienie Unii od importu paliw pierwotnych w wysokości 53% może wzrosnąć przy zachowaniu obecnych tendencji do 70% w roku 2030. Należy zatem podjąć odpowiednie działania, aby zapewnić lepsze wykorzystanie możliwości jakie stwarza kogeneracja w oparciu o zapotrzebowanie na ciepło użytkowe. Państwa członkowskie Unii Europejskiej zostały wręcz zobowiązane do przeprowadzenia analizy potencjału zastosowania skojarzonej produkcji energii elektrycznej i ciepła grzejnego, jak również analizy barier rozwoju kogeneracji.

Wiele zatem ośrodków badawczych na świecie prowadzi prace z zakresu optymalizacji złożonych systemów energetycznych, szczególnie z uwzględnieniem właśnie procesów skojarzonych [1, 2, 14, 16, 21–33, 36, 38–52, 54, 55, 63, 64, 70, 71, 73, 74, 78, 80, 85, 86, 94–96].

Modernizacja elektrowni do pracy skojarzonej i jednocześnie układu gazowo-parowego dwupaliwowego może również prowadzić do poprawy efektywności ekonomicznej ich pracy. Zależć to będzie w głównej mierze od relacji cenowych pomiędzy nośnikami energii, tj. od relacji ceny ciepła do cen energii elektrycznej i paliwa, od wysokości jednostkowych (na jednostkę masy) stawek za emisję CO₂, CO, NO_x, SO₂ i pyłu do środowiska naturalnego oraz od wysokości jednostkowych stawek (na megawatogodzinę wyprodukowanej w elektrowni energii elektrycznej) za zrzut ścieków do otoczenia oraz utylizację popiołu i żużla. Zależć to będzie ponadto od wielkości produkcji energii elektrycznej i ciepła w układzie, a więc od mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego nadbudowujących blok 370 MW.

Należy wreszcie mocno zaznaczyć, że modernizacja istniejących krajowych węglowych elektrowni do układów gazowo-parowych dwupaliwowych, gazowo-węglowych, obecnie i w perspektywie najbliższych kilkunastu lat, jest jedyną realną możliwością spełnienia do 2020 roku wymagań pakietu klimatyczno-energetycznego, określanego skrótowo mianem $3 \times 20\%$, do którego Polska jako członek Unii Europejskiej jest zobowiązana [10]. Modernizacja taka pozostawi przy tym węgiel, co istotne, jako podstawowe w nich paliwo. Zasoby węgla w kraju są bowiem duże i będzie zatem on, i słusznie, jeszcze długo głównym paliwem w krajowej energetyce zawodowej.

W czasie analizy efektywności ekonomicznej skojarzonej pracy bloku 370 MW nadbudowanego jednocześnie turbiną gazową i kotłem odzyskowym (rys. 1.2, 4.1), należy znaleźć optymalną wartość mocy turbozespołu gazowego i optymalny typ kotła odzyskowego, tj. liczbę stopni w nim ciśnienia nadbudowujących układ [5–8, 11–13, 53, 93]. Od mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła zależy bowiem ilość produkowanej w zmodernizowanym bloku energii elektrycznej, rodzaj i wielkość emisji zanieczyszczeń do środowiska naturalnego, koszty węgla i gazu itd., a zatem zależy efektywność ekonomiczna jego pracy. Na tę efektywność mają ponadto wpływ nakłady inwestycyjne na modernizację. Ich wysokość jest również funkcją mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła. Nakłady te rosną ze wzrostem mocy turbozespołu i z liczbą

stopni ciśnienia w kotle odzyskowym. Istnieje zatem optimum techniczno-ekonomiczne, które należy znaleźć. W gospodarce rynkowej poszukiwanie tego optimum, przy danej strukturze cen nośników energii, taryfowych jednostkowych stawkach za zanieczyszczanie środowiska naturalnego itd., należy przeprowadzić za pomocą kryterium ekonomicznego, kryterium minimalnego kosztu produkcji energii elektrycznej i ciepła w zmodernizowanym bloku.

Podjęcie zatem kompleksowej, termodynamicznej i ekonomicznej analizy optymalizacyjnej bloku węglowego o znamionowej mocy elektrycznej równej 370 MW do pracy skojarzonej z zastosowaniem nowoczesnej technologii gazowej, tj. z konwersją bloku do układu gazowo-parowego dwupaliwowego z wykorzystaniem gazu ziemnego, jest zarówno ważnym i koniecznym do rozwiązania problemem studialnym, jak i szczególnie ważnym zagadnieniem mającym użytkowe znaczenie.

Podsumowując, konieczna jest analiza termodynamiczna i ekonomiczna, która odpowie na fundamentalne pytania: jaka jest optymalna moc turbozespołu gazowego i struktura kotła odzyskowego nadbudowujących blok 370 MW z jednoczesnym przystosowaniem go do pracy skojarzonej, gwarantujących opłacalność ekonomiczną modernizacji? Jakie powinny być relacje cenowe pomiędzy nośnikami energii, pomiędzy cenami węgla, gazu i energii elektrycznej, jakie powinny być wysokości taryfowych jednostkowych stawek za emisję CO₂, CO, NO_x, SO₂ i pyłu do atmosfery, dzięki którym modernizacja będzie efektywna ekonomicznie?

2. Cel i zakres pracy

Za podjęciem przedstawionej w tytule pracy tematyki badawczej przemawiają poniższe przesłanki.

- ❑ Konieczność wprowadzania nowoczesnych technologii wytwórczych do Krajowego Systemu Elektroenergetycznego (KSE).
- ❑ Oszczędność energii chemicznej paliw pierwotnych dzięki wprowadzeniu skojarzenia do elektrowni, a tym samym zmniejszenie emisji szkodliwych substancji do atmosfery w skali kraju.
- ❑ Dążenie do wzrostu zużycia gazu ziemnego oraz zmniejszenie zużycia węgla w KSE.
- ❑ Zwiększenie bezpieczeństwa energetycznego kraju przez dywersyfikację rodzaju paliw stosowanych w KSE.
- ❑ Konieczność przeanalizowania efektów energetycznych, ekologicznych i ekonomicznych związanych z proponowaną modernizacją istniejących elektrowni węglowych oraz wpływających na wielkość tych efektów takich czynników jak struktura cen nośników energii i wysokość stawek za emisje zanieczyszczeń do środowiska naturalnego.

Analizie poddano opalany węglem blok o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW składający się z kotła parowego BP-1150, turbiny 18K370, generatora GTHW-370 oraz urządzeń pomocniczych.

Końcowym celem modernizacji bloku 370 MW do pracy skojarzonej i układu gazowo-parowego dwupaliwowego są:

- ❑ poprawa całkowitej efektywności energetycznej bloku
- ❑ zwiększenie mocy elektrycznej bloku
- ❑ poprawa efektywności ekonomicznej pracy bloku
- ❑ ograniczenie emisji zanieczyszczeń do środowiska naturalnego na megawatogodzinę wyprodukowanej w bloku energii elektrycznej i dostosowanie ich do wymogów europejskiego pakietu klimatyczno-energetycznego z grudnia 2008 r.

Z uwagi na powyższe zasadniczym celem rozprawy jest:

- ❑ opracowanie metodyki i przeprowadzenie analizy energetycznej i ekonomicznej efektywności modernizacji bloku węglowego do pracy skojarzonej z jednoczesnym jego przystosowaniem do układu gazowo-parowego dwupaliwowego przez nadbudowę turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym jedno-, dwu- i trójciśnieniowym (rys. 1.2, 4.1, 4.10).

Od mocy zastosowanego do modernizacji bloku turbozespołu gazowego i typu kotła odzyskowego, tj. liczby stopni w nim ciśnienia, zależec̄ ilość produkowanej w nim energii elektrycznej, a zatem zależec̄ będzie efektywność ekonomiczna jego pracy.

Zakres pracy obejmuje:

- ❑ opracowanie modelu matematycznego układu technologicznego bloku węglowego przystosowanego do pracy skojarzonej i nadbudowanego turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym: jedno-, dwu- i trójciśnieniowym
- ❑ wykonanie obliczeń efektywności termodynamicznej pracy zmodernizowanego bloku dla całego typoszeregu mocy produkowanych turbozespołów gazowych oraz rōżnych typów kotła odzyskowego
- ❑ przeprowadzenie obliczeń efektywności ekonomicznej pracy zmodernizowanego bloku.

Analiza skojarzonej pracy bloku z jednoczesną jego konwersją do układu gazowo-parowego dwupaliwowego wraz z doбором do niego optymalnej mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego pozwoli na znalezienie progowych wartośc̄i relacji cenowych pomiędy nośnikami energii, przy których opłacalna będzie taka modernizacja. Co więcej, pozwoli na znalezienie odpowiedzi na pytania: jakie powinny być relacje cenowe pomiędy nośnikami energii, pomiędy cenami węgla, gazu i energii elektrycznej, jakie powinny być wysokośc̄i taryfowych jednostkowych stawek za emisję CO₂, CO, NO_x, SO₂ i pyłu do atmosfery, dzięki którym stosowanie w energetyce ekologicznego, ale i zarazem relatywnie drogiego paliwa węglowodorowego jakim jest gaz ziemny, będzie oprócz wysokiej efektywności termodynamicznej również efektywne ekonomicznie? Nieodpowiedni poziom relacji cenowych i stawek za emisje może hamować stosowanie turbin gazowych w krajowej energetyce.

Jako kryterium doboru optymalnej technologii modernizacji przyjęto w pracy kryterium ekonomiczne, jako nadrzędne dla kryterium technicznego. W gospodarce

rynkowej w ostateczności to bowiem opłacalność ekonomiczna decyduje o celowości zastosowania konkretnego rozwiązania technicznego i podjęciu decyzji inwestycyjnej.

Należy jednak pamiętać, że analiza ekonomiczna jest możliwa po uprzedniej analizie termodynamicznej. To jej wyniki są wielkościami wejściowymi do analizy ekonomicznej.

Sumując, opracowanie metodyki, procedur obliczeniowych i wykonanie termodynamicznej i ekonomicznej analizy skojarzonej pracy bloku 370. megawatowego w układzie gazowo-parowym dwupaliwowym są zasadniczym celem rozprawy i stanowią o jej zakresie. Są też aktualnymi i koniecznymi do rozwiązania problemami studialnymi, ważnymi ze względu na możliwości zastosowania ich wyników w praktyce.

3. Ogólna charakterystyka bloku energetycznego o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW

Cztery bloki 370. megawatowe zainstalowane są w elektrowni PGE Opole S.A., gdzie pracują w układzie blokowym z zamkniętym układem wody chłodzącej. Dwanaście bloków opalanych węglem brunatnym pracuje w elektrowni w Bełchatowie. Bloki w Opolu uruchomione zostały w latach 1993–1997. Ich łączna zainstalowana moc wynosi 1492 MW (osiągalna 1532 MW):

- ❑ 1 blok 386 MW
- ❑ 2 bloki 383 MW
- ❑ 1 blok 380 MW.

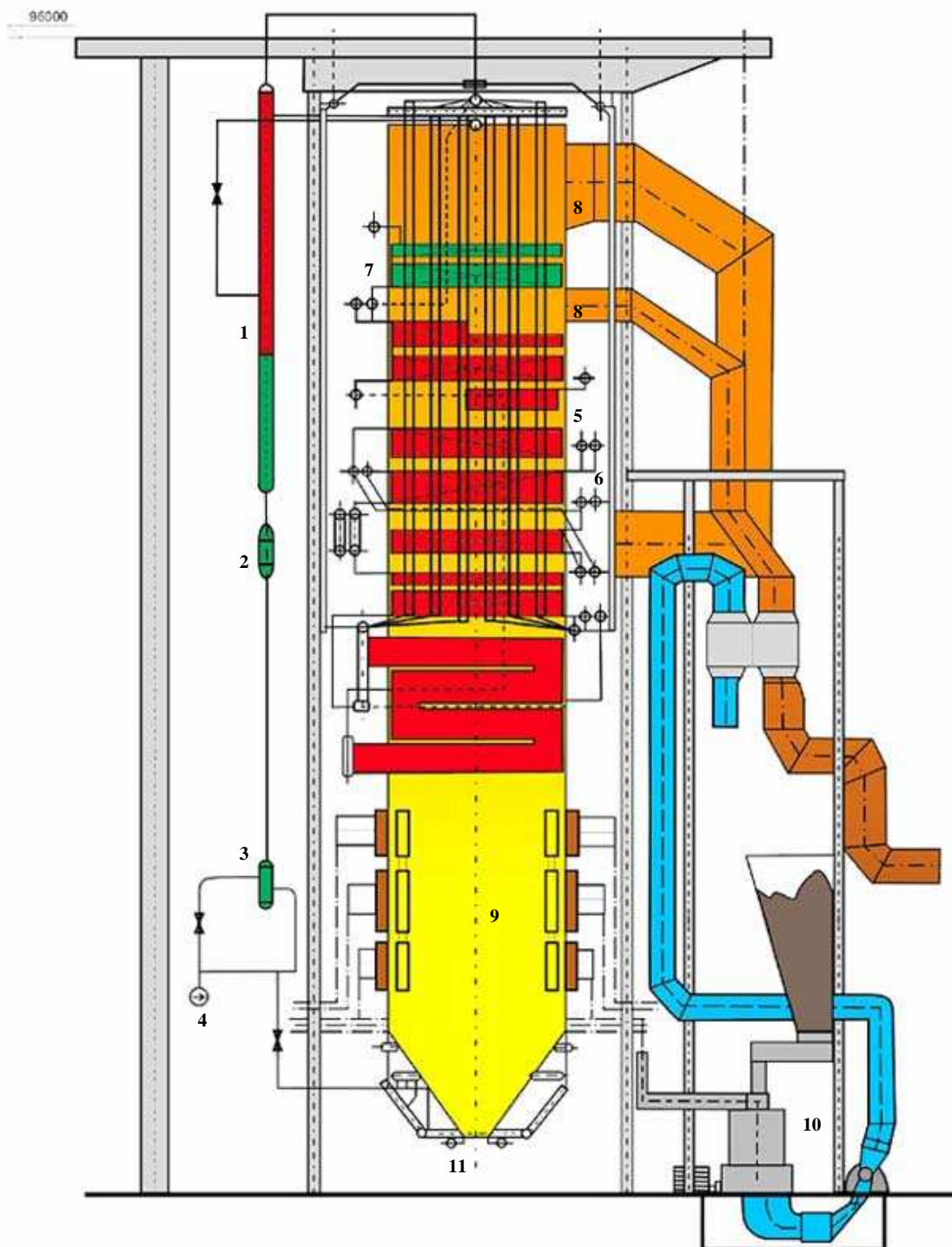
Paliwem podstawowym jest węgiel kamienny. Wszystkie bloki zostały wyposażone w instalację odsiarczania i odazotowania spalin. Zdolność produkcyjna elektrowni to ok. 10 TWh energii elektrycznej rocznie.

Głównymi urządzeniami bloków energetycznych są:

- ❑ kocioł parowy BP – 1150
- ❑ turbina 18K370
- ❑ generator GTHW 360
- ❑ urządzenia chroniące atmosferę.

3.1. Kocioł parowy BP-1150

Kocioł parowy BP-1150 (rys. 3.1) jest kotłem przepływowym, jednociągowym, bezwalczakowym z wymuszonym przepływem wody przez parowacz, pracującym z ciśnieniem podkrytycznym. Paliwem podstawowym jest węgiel kamienny, który po zmieleniu w młynach wdmuchiwany jest do komory paleniskowej.



Rys. 3.1 Schemat kotła parowego BP-1150 (1 – separator, 2 - mieszalnik, 3 – filtr, 4 – pompa cyrkulacyjna, 5 – wylot pary świeżej, 6 – wylot pary wtórnie przegrzanej, 7 – podgrzewacz wody zasilającej, 8 – wylot spalin z kotła, 9 – komora paleniskowa, 10 – zespół młynowy, 11 – odprowadzenie żużla)

Zestawienie podstawowych danych technicznych kotła parowego BP-1150

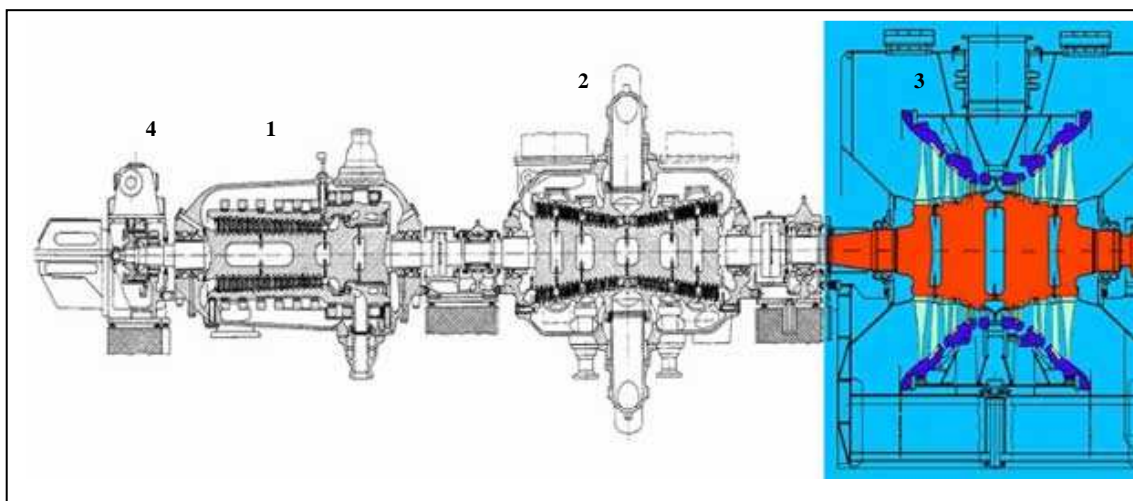
| Parametr | Jednostka | Wartość |
|--|-----------|-----------------|
| Wydajność maksymalna trwała | [kg/s] | 320 |
| Temperatura pary świeżej na wylocie | [°C] | 540 |
| Ciśnienie pary świeżej na wylocie | [MPa] | 18,3 |
| Temperatura pary wtórnie przegrzanej - wlot/wylot: | [°C] | 335/540 |
| Ciśnienie pary wtórnie przegrzanej - wlot | [MPa] | 4,2 |
| Temperatura wody zasilającej | [°C] | 255 |
| Sprawność gwarantowana kotła | [%] | 91,7 |
| Rodzaj paliwa | | węgiel kamienny |
| Wartość opałowa paliwa | [MJ/kg] | 23 |

3.2. Turbina 18K370

Turbina 18K370 jest turbiną reakcyjną, osiową, trójkadłubową, kondensacyjną, z nieregulowanymi upustami pary, z ilościowo-jakościową regulacją zasilania, z międzystopniowym przegrzewem pary. W zmodernizowanych turbinach 18K370 zastosowano nowy wirnik części turbiny NP (rys. 3.2 część niebieska) oraz dokonano zmian konstrukcyjnych w upustach turbiny podnosząc tym samym moc turbozespołu o ok. 10 MW.

Turbina składa się z trzech zasadniczych części:

- ❑ wysokoprężnej (WP)
- ❑ dwuwylotowej części średnioprężnej (SP)
- ❑ dwuwylotowej części niskoprężnej (NP).



Rys. 3.2. Schemat turbiny 18K370 (1 – część wysokoprężna, 2 – część średnioprężna, 3 – część niskoprężna, 4 – obracarka,)

Tabela 3.2

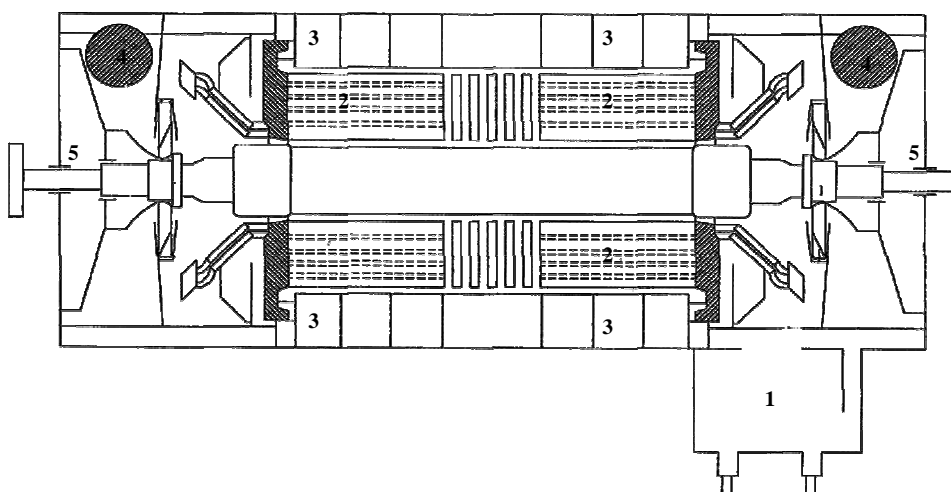
Zestawienie podstawowych danych technicznych turbiny parowej 18K370

| Parametr | Jednostka | Wartość |
|---|-----------|---------|
| moc znamionowa | [MW] | 370 |
| moc maksymalna trwała | [MW] | 380 |
| temperatura pary świeżej przed częścią WP | [°C] | 535 |
| ciśnienie pary świeżej przed częścią WP | [MPa] | 17,65 |
| temperatura pary na wylocie z części WP turbiny | [°C] | 335 |
| ciśnienie pary na wylocie z części WP turbiny | [MPa] | 4,48 |
| temperatura pary wtórnie przegrzanej przed częścią SP | [°C] | 535 |
| ciśnienie pary wtórnej - wlot | [MPa] | 4,2 |
| ciśnienie w skraplaczu | [kPa] | 6,8 |
| znamionowa temperatura wody chłodzącej | [°C] | 22 |
| jednostkowe zużycie ciepła | [kJ/kWh] | 7853 |

3.3. Generator GTHW 370

Generator GTHW-370, przeznaczony do wytwarzania energii elektrycznej, przystosowany jest do bezpośredniego sprzężenia z turbiną parową 18K370. Pracuje on w układzie bezpośredniego chłodzenia uzwojenia stojana i wirnika. Uzwojenie stojana chłodzone jest wodą zdeminieryzowaną, tzw. destylatem, a uzwojenie wirnika, beczka wirnika i żelazo czynne stojana wodorem, który wypełnia całą wewnętrzną przestrzeń

generatora. Obieg wody wewnątrz uzwojenia stojana wymuszony jest przez pompy, znajdujące się poza generatorem. Obieg wodoru chłodzącego wnętrze generatora zapewniają dwa wentylatory osadzone na wale po obu stronach wirnika. Nagrzany wodór chłodzony jest w chłodnicach wodnych usytuowanych pionowo w komorach końcowych stojana.



Rys. 3.3. Przekrój generatora GTHW-370 (1 – komora zaciskowa, 2 – uzwojenia wirnika, 3 – uzwojenia stojana, 4 – chłodnica wodoru, 5 – wentylator osiowy)

Tabela 3.3

Zestawienie podstawowych danych technicznych generatora GTHW 370

| Parametr | Jednostka | Wartość |
|---------------------|-----------|---------|
| moc pozorna | [MVA] | 426 |
| moc czynna | [MW] | 370 |
| napięcie stojana | [kV] | 22 |
| prąd stojana | [kA] | 11,2 |
| współczynnik mocy | [-] | 0,85 |
| prąd wzbudzenia | [kA] | 2,8 |
| napięcie wzbudzenia | [V] | 533 |

4. Model matematyczny bloku energetycznego o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW przystosowanego do pracy skojarzonej i jednocześnie nadbudowanego turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym

4.1. Wprowadzenie

Model matematyczny bloku, którego schemat ideowy przedstawiono na rys. 4.1 tworzą:

- bilanse masy i energii
- charakterystyki energetyczne urządzeń
- równania stanu czynnika roboczego, wody i pary
- roczny uporządkowany wykres zapotrzebowania na moc cieplną wraz z równaniami jej regulacji jakościowej [5, 6, 56, 89, 90].

Koniecznym uzupełnieniem modelu jest równanie przelotowości Stodoli-Flügla dla turbiny parowej [17, 77]:

$$P_p = \sqrt{\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_n}\right)^2 \frac{T_p}{T_{n,p}} (p_{n,p}^2 - p_{n,k}^2) + P_k^2}, \quad (4.1)$$

obrazujące zmiany ciśnień w jej upustach powstające w wyniku zmian natężenia przepływającego przez nią strumienia pary na skutek nadbudowy bloku turbiną gazową, a szczególnie w wyniku zmieniających się z temperaturą otoczenia poborów pary grzejnej do wymienników ciepłowniczych XC2, XC3 i XC4 (rys. 4.1) zgodnie z wykresem jakościowej regulacji mocy cieplnej oddawanej z elektrowni na komunalne potrzeby grzejne. Rozkłady ciśnień, a więc rozkłady temperatur nasycenia par w upustach, determinują przydatność poszczególnych upustów na potrzeby ciepłownictwa.

Nominalne warunki pracy turbiny w równaniu Stodoli-Flügla (4.1) oznaczone są indeksem „n”. Wielkości aktualnego przepływu przez poszczególne stopnie turbiny nie mają żadnych indeksów. Aktualne ciśnienia w upustach przed i za poszczególnymi stopniami oznaczone są kolejno jako p_p i p_k , aktualna temperatura przed stopniem jako T_p (należy przy tym zaznaczyć, że nie uwzględnienie w równaniu (4.1) sympleksu

$T_p/T_{n,p}$ z uwagi na fakt, że jest on bliski jedności, w znikomym stopniu wpływa na wartość ciśnienia p_p).

Wyznaczanie każdorazowego nowego rozkładu ciśnień w turbinie, rozpoczyna się od ostatniej grupy stopni części NP turbiny. Jako pierwsze w tym celu wyliczane jest za pomocą iteracji ciśnienie nasycenia p_6 w skraplaczu z wykorzystaniem jego bilansu energii i zależności $\dot{Q}_{skr} = (kF\Delta T_{\log})_{skr}$, poprzez część SP dochodząc do części WP, gdzie jako ostatnie zostaje wyliczone ciśnienie przy dopływie do części WP turbiny.

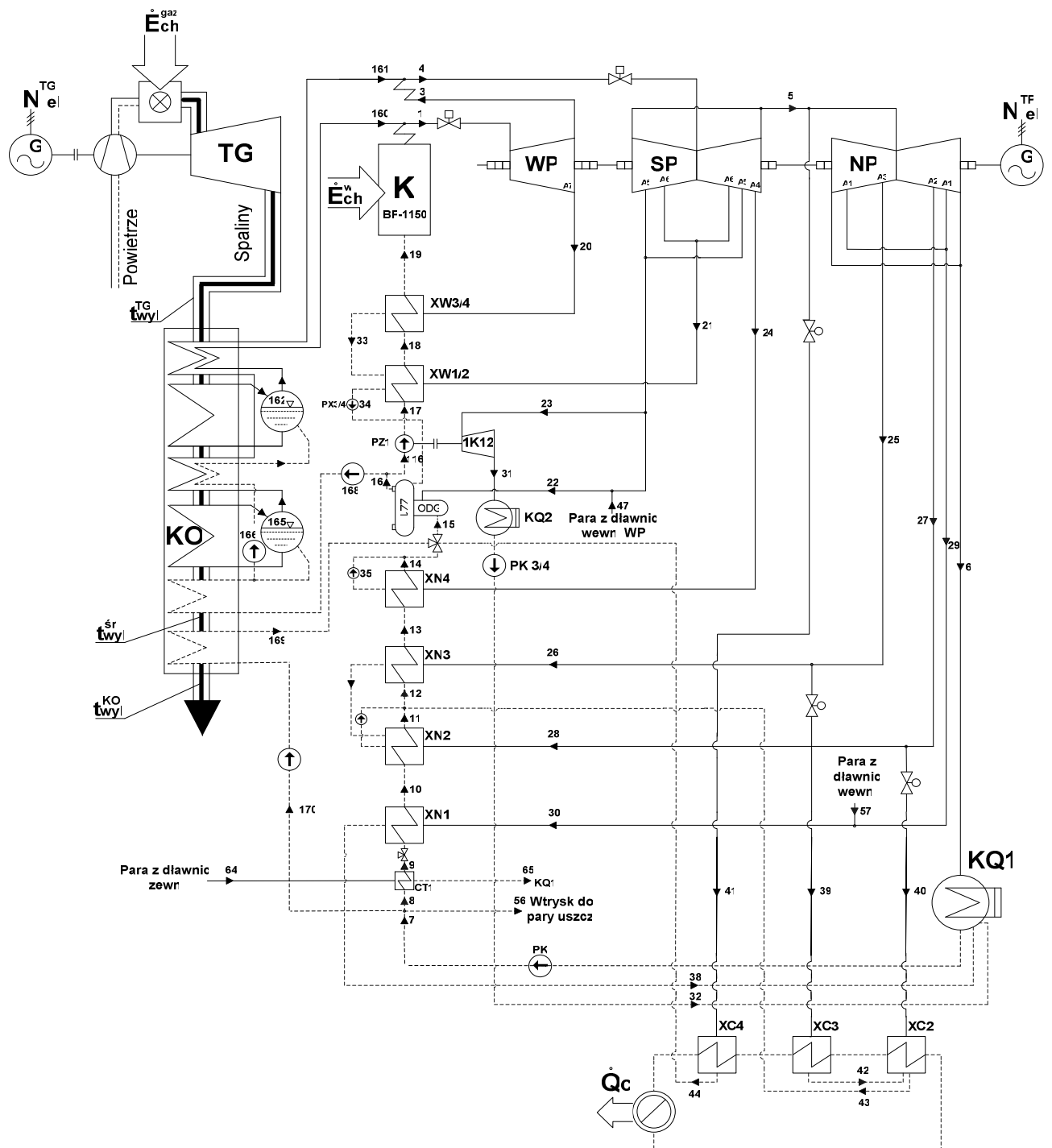
Przy sporządzaniu bilansów energii przyjęto ogólnie stosowane założenia:

- przyjęto stan ustalony pracy bloku
- wartość ciśnienia pary świeżej zmienia się zgodnie z charakterystyką regulacji (rys. 4.13)
- stałe wartości temperatur pary świeżej i wtórnie przegrzanej na wylocie z kotła
- brak przepływu pary do parowych podgrzewaczy powietrza
- brak przepływu pary do kolektorów międzyblokowych
- uwzględniono straty ciepła w rurociągach pary świeżej i wtórnie przegrzanej łączących kocioł z turbiną parową; pozostałe straty ciepła pominięto
- brak wtrysku wody do przegrzewacza pierwotnego i międzystopniowego
- uwzględniono straty ciśnienia w rurociągach zasilających wymienniki regeneracji nisko- i wysokoprężnej oraz w przegrzewaczu wtórnym; pozostałe straty ciśnienia pominięto
- przyjęto, że wymiana ciepła ma charakter izobaryczny
- przyjęto brak przechłodzenia skroplin w skraplaczach oraz stały stopień przechłodzenia za wymiennikami regeneracyjnymi i ciepłowniczymi
- uwzględniono wpływ ciśnienia spowodowany pracą pompy zasilającej na zmianę entalpii wody
- w układach regeneracji wysoko i niskociśnieniowej pominięto wpływ pomp pomocniczych i zaworów na zmianę entalpii czynnika
- uwzględniono straty spowodowane parą przeciekową z dławic turbiny parowej głównej oraz parą spod tłoka odciążającego
- pracujące równolegle wymienniki regeneracji wysokoprężnej traktowano jako pracujące szeregowo podwójne wymienniki XW1/2 i XW3/4.

4.2. Schemat bloku

Na rysunkach 1.2 i 4.1 przedstawiono schematy cieplne bloku energetycznego o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW pracującego w skojarzeniu i jednocześnie nadbudowanego turbozespołem gazowym i kolejno kotłami odzyskowymi trój- i dwuciśnieniowym. Różnica na rysunkach, poza liczbą stopni ciśnienia w kotłach odzyskowych polega na sposobie ich zasilania wodą. Z uwagi że ciśnienie p_{168} jest większe od ciśnienia p_{164} , kocioł trójciśnieniowy nie jest zasilany wodą ze zbiornika ZZ1 wody zasilającej, jak to jest w przypadku kotłów jedno- i dwuciśnieniowego (rys. 4.10 b, c). Redukcja ciśnienia $p_{16} = p_{168}$ panującego w ZZ1 (rys. 4.7) do wartości p_{164} byłaby bowiem nieuzasadniona termodynamicznie.

Człon ciepłowniczy zasilany jest z upustów A2, A3 części niskoprężnej NP turbiny parowej oraz z przelotni pomiędzy jej częściami średnioprężną SP i niskoprężną NP. Wymienniki ciepłownicze XC2, XC3 i XC4, jak już zaznaczono w rozdziale 1., zabudowano w bloku zgodnie z wynikami obliczeń doboru optymalnych struktur technologicznych przystosowujących zawodowe elektrownie węglowe do pracy skojarzonej uzyskanymi w [15].



Rys. 4.1. Schemat ideowy bloku 370 MW zmodernizowanego do pracy skojarzonej (XC2, XC3, XC4 - wymienniki ciepłownicze) i nadbudowanego turbozespołem gazowym TG oraz kotłem odzyskowym KO dwuciśnieniowym

4.3. Wyprowadzenie mocy cieplnej z bloku

Dodatkowe, znaczne ilości strumieni pary wyprowadzanych z upustów części niskoprężnej NP turbiny 18K370 ponad potrzeby regeneracji niskociśnieniowej do wymienników ciepłowniczych CX2, CX3 i CX4 generuje wiele istotnych problemów. Na przykład wyprowadzenie dodatkowych strumieni pary z niesymetrycznych upustów A2 i A3 – rys. 4.1 – powoduje powstawanie w części NP dodatkowej siły osiowej. Przystosowanie zatem do pracy ciepłowniczej skonstruowanej wyłącznie do pracy kondensacyjnej turbiny 18K370 wymaga dokonania w niej bardzo istotnych zmian. Konieczne jest [15]:

- zwiększenie powierzchni „szczelin” w układzie łopatkowym w miejscach upustów
- usymetrycznienie układu łopatkowego
- istotne zwiększenie średnic rurociągów upustowych; zwiększenie średnic jest konieczne z dwóch powodów: pierwszy, to poprzez oczywiste zwiększone wartości upustowych strumieni pary, a drugi, to ze względu na większą jej objętość właściwą w wyniku zmniejszonych, zgodnie z równaniem przelotowości turbiny Stodoli-Flügla, wartości ciśnień w upustach spowodowanych właśnie tymi zwiększonymi strumieniami
- wymiana stopni turbiny poprzedzających upusty na nowe o istotnie zwiększonej wytrzymałości ze względu na zwiększone strumienie pary upustowej.

Zakres powyższych zmian wymusza wymianę wewnętrznych zespołów części NP turbiny na nowe, co pozwala to na zastosowania wysokosprawnego ołopatkowania najnowszej generacji. Nowe ołopatkowanie istotnie podniesie sprawność wewnętrzną turbiny, a zatem i jej moc. Konieczna jest również wymiana korpusu części NP turbiny na nowy, także o zwiększonej wytrzymałości. Zmiany takie zostały już dokonane w Elektrowni Opole kosztem 2 mln złotych [97].

4.4. Równania bilansów masy i energii

Bilanse masy i energii są podstawowymi równaniami koniecznymi do rozwiązywania zagadnień termodynamicznych [9, 60–62, 72, 77, 78, 81, 91]. Dla rozpatrywanego bloku 370 MW sporządzono je dla poszczególnych jego urządzeń. Urządzenia wyodrębniono na schematach osłonami bilansowymi w postaci

przerywanych linii i przyporządkowano im liczby (rys. 4.2–4.4, 4.6–4.10). Bilansowe osłony są wspólne dla bilansów masy i energii, gdyż bilans masy stanowi podstawę bilansu energii. Pomiar parametrów określających energię strumieni masy musi być bowiem dokonywany w tych samych miejscach, w których mierzona jest ilość masy.

Dla każdego urządzenia bloku można sformułować ogólną postać bilansu masy i energii:

□ bilans energii:

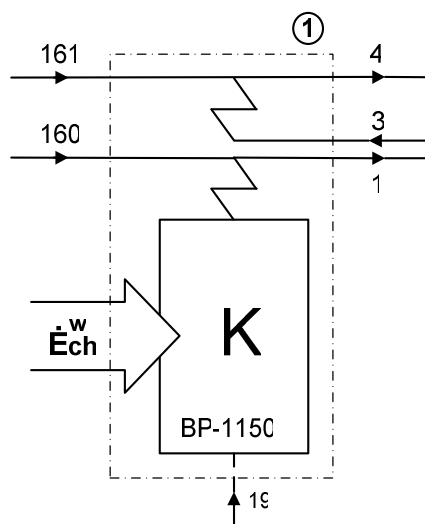
$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_i h_i + \dot{E} = 0 \quad (4.2)$$

gdzie $\dot{E} = N_i$ lub \dot{Q}_i

□ bilans masy

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_i = 0 \quad (4.3)$$

4.4.1. Kocioł parowy



Rys. 4.2. Schemat ideowy opalanego węglem kotła BP-1150

Ośłona bilansowa nr 1 – kocioł parowy BP-1150

$$\text{Bilanse energii: } \eta_k \eta_{\text{rur}} \dot{E}_{\text{ch}}^w + \dot{m}_3(h_3 - h_4) + \dot{m}_{19}(h_{19} - h_1) = 0 \quad (4.4)$$

$$h_{160} = h_1 \quad (4.5)$$

$$h_{161} = h_4 \quad (4.6)$$

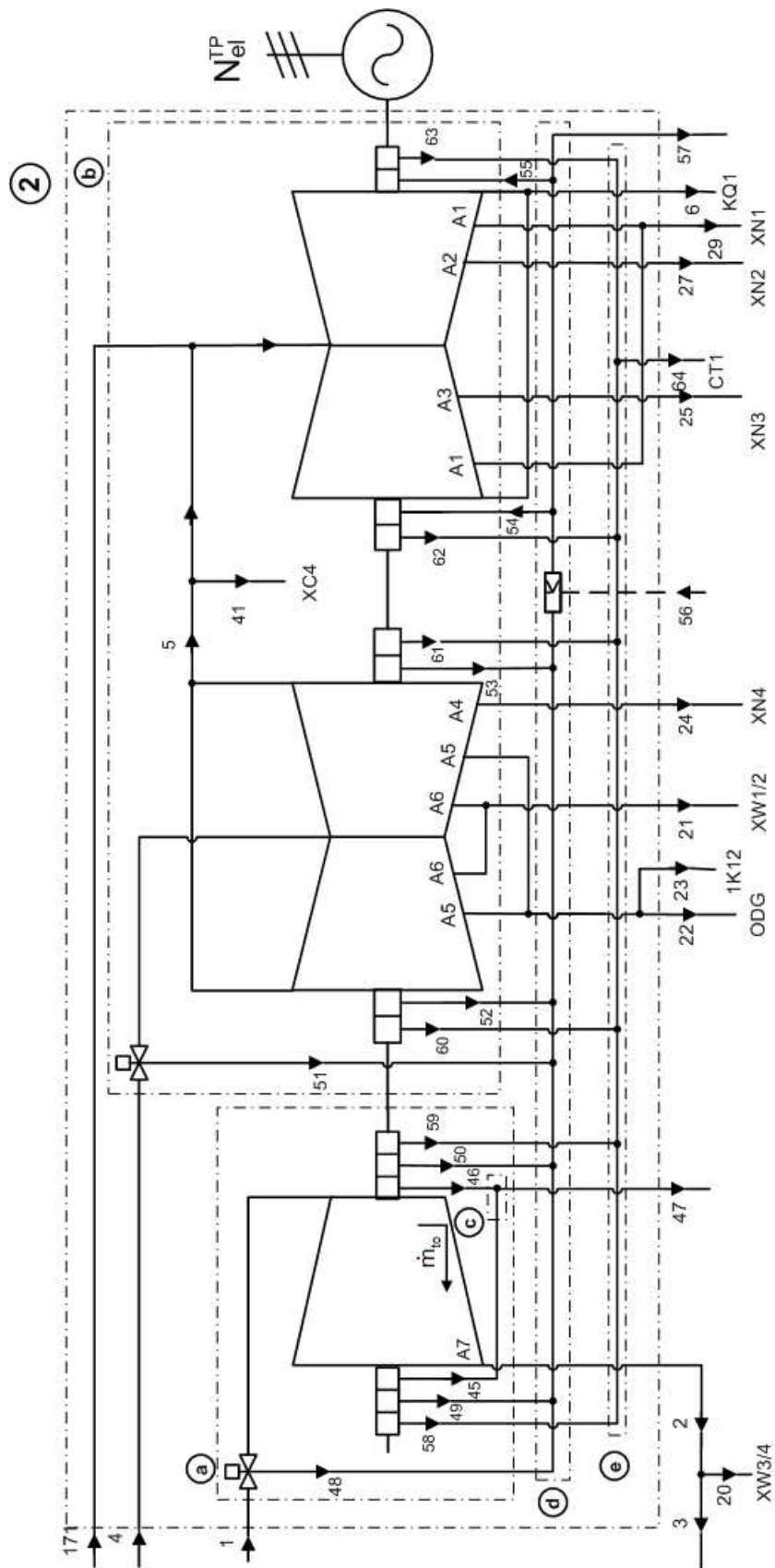
$$\text{Bilanse masy: } \dot{m}_{19} + \dot{m}_{160} - \dot{m}_1 = 0 \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{161} - \dot{m}_4 = 0 \quad (4.8)$$

W bilansie kotła parowego założono zerowe wartości wtrysku wody do przegrzewaczy pierwotnego i międzystopniowego. Wtrysk wody do przegrzewacza pierwotnego nie jest bowiem ciągły, a zatem nie wpływa na bilanse energetyczne. Poza tym jego wartość nie była mierzona w badaniach eksploatacyjnych [83, 84]. Natomiast wartość przepływu wody wtryskowej do przegrzewacza międzystopniowego miała w czasie pomiarów eksploatacyjnych bloku wartości zerowe w całym zakresie jego pracy [83, 84].

4.4.2. Turbozespół parowy

W bilansie energii dla części wysokoprężnej turbozespołu parowego uwzględniono przepływ pary spod tłoka odciążającego \dot{m}_{to} (zaznaczono go symbolicznie na rys. 4.3 części WP turbiny). W bilansach masy uwzględniono natomiast wartości strumieni pary „przeciekowej” z dławnic i zaworów turbiny oraz wtrysk wody do kolektora pary uszczelniającej $\dot{m}_{45} - \dot{m}_{63}$.



Rys. 4.3. Schemat ideowy turbiny parowej 18K370

Ośłona bilansowa nr 2 – turbozespół parowy

$$\text{Bilanse energii: } N_{iWP}^{TP} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_{48} - \dot{m}_{t0} - \dot{m}_{46} - \dot{m}_{50} - \dot{m}_{59})(h_1 - h_2) \quad (4.9)$$

$$N_{iSP}^{TP} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_{51} h_4 - \dot{m}_{21} h_{21} - \dot{m}_{22} h_{22} - \dot{m}_{23} h_{23} - \dot{m}_{24} h_{24} - \dot{m}_5 h_5 \quad (4.10)$$

$$N_{iNP}^{TP} = (\dot{m}_{171} + \dot{m}_5 - \dot{m}_{41}) h_5 - \dot{m}_{29} h_{29} - \dot{m}_{27} h_{27} - \dot{m}_{25} h_{25} - \dot{m}_6 h_6 \quad (4.11)$$

$$N_{el}^{TP} = (N_{iWP}^{TP} + N_{iSP}^{TP} + N_{iNP}^{TP}) \eta_{em} \quad (4.12)$$

Bilanse masy:

$$\text{ośłona a } \dot{m}_1 - \dot{m}_{48} - \dot{m}_2 - \dot{m}_{45} - \dot{m}_{46} - \dot{m}_{49} - \dot{m}_{50} - \dot{m}_{58} - \dot{m}_{59} = 0 \quad (4.13)$$

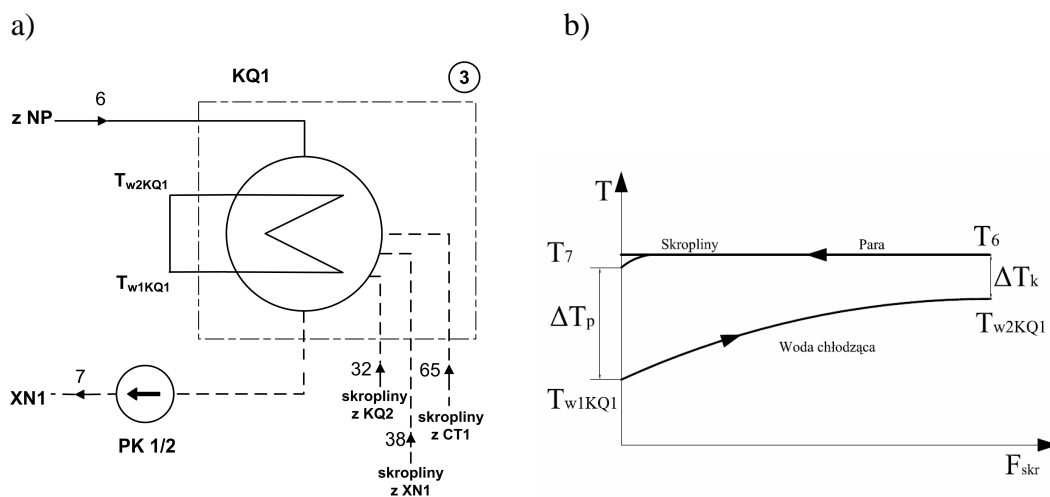
$$\begin{aligned} \text{ośłona b } \dot{m}_4 + \dot{m}_{171} - \dot{m}_{41} - \dot{m}_{51} - \dot{m}_{21} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24} - \dot{m}_{52} - \\ - \dot{m}_{53} - \dot{m}_{60} - \dot{m}_{61} - \dot{m}_{25} - \dot{m}_{27} - \dot{m}_{29} - \dot{m}_{62} - \dot{m}_{63} + \dot{m}_{54} + \\ + \dot{m}_{55} - \dot{m}_6 = 0 \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$\text{ośłona c } \dot{m}_{45} + \dot{m}_{46} - \dot{m}_{47} = 0 \quad (4.15)$$

$$\begin{aligned} \text{ośłona d } \dot{m}_{48} + \dot{m}_{49} + \dot{m}_{50} + \dot{m}_{51} + \dot{m}_{52} + \dot{m}_{53} + \dot{m}_{56} - \dot{m}_{54} - \dot{m}_{55} - \\ - \dot{m}_{57} = 0 \end{aligned} \quad (4.16)$$

$$\text{ośłona e } \dot{m}_{58} + \dot{m}_{59} + \dot{m}_{60} + \dot{m}_{61} + \dot{m}_{62} + \dot{m}_{63} - \dot{m}_{64} = 0 \quad (4.17)$$

4.4.3. Skraplacz KQ1



Rys. 4.4. a) Schemat ideowy skraplacza KQ1 b) rozkład temperatur w skraplaczu

Ośłona bilansowa nr 3 – skraplacz KQ1

$$\begin{aligned} \text{Bilans energii:} \quad \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{32} h_{32} + \dot{m}_{38} h_{38} + \dot{m}_{65} h_{65} - \dot{m}_7 h_7 - \\ - \dot{m}_{KQ1} c_w (T_{w2KQ1} - T_{w1KQ1}) = 0 \end{aligned} \quad (4.18)$$

$$\text{Bilans masy:} \quad \dot{m}_6 + \dot{m}_{32} + \dot{m}_{38} + \dot{m}_{65} - \dot{m}_7 = 0 \quad (4.19)$$

Rozwiązanie układu równań, składającego się z bilansów energii i masy, stanowiących wraz z zależnościami charakteryzującymi pracę urządzeń bloku (rozdział 4.5) jego model matematyczny, rozpoczyna się od obliczenia ciśnienia nasycenia p_6 (a tym samym i temperatury nasycenia T_6) w skraplaczu. Ciśnienie to warunkuje bowiem pracę układu turbinowego. Obliczenia ciśnienia p_6 wymagają iteracji. Wielkościami danymi są: strumienie masy i entalpie właściwe czynnika w poszczególnych punktach skraplacza, temperatura otoczenia T_{ot} . Schemat blokowy algorytmu obliczeń ciśnienia p_6 przedstawiono na rysunku 4.5. Zakładając temperatury T_6 i T_7 ($T_6 \cong T_7$), po wyznaczeniu z równania regresji z rys. 4.23 (rozdział 4.5.5) przy danej temperaturze T_{ot} temperatury T_{w1KQ1} , z zależności (4.18) wyznacza się temperaturę T_{w2KQ1} . Następnie wyznacza się temperaturę T_6 z równania:

$$T_6 = \frac{-T_{w2KQ1} + T_{w1KQ1} \exp \frac{-(kF)_{skr}}{\dot{m}_{KQ1} c_w}}{-1 + \exp \frac{-(kF)_{skr}}{\dot{m}_{KQ1} c_w}} \quad (4.20)$$

i odpowiadające jej ciśnienie p_6 .

Wzór (4.20) otrzymuje się z przyrównania do siebie zależności (4.21) i (4.22):

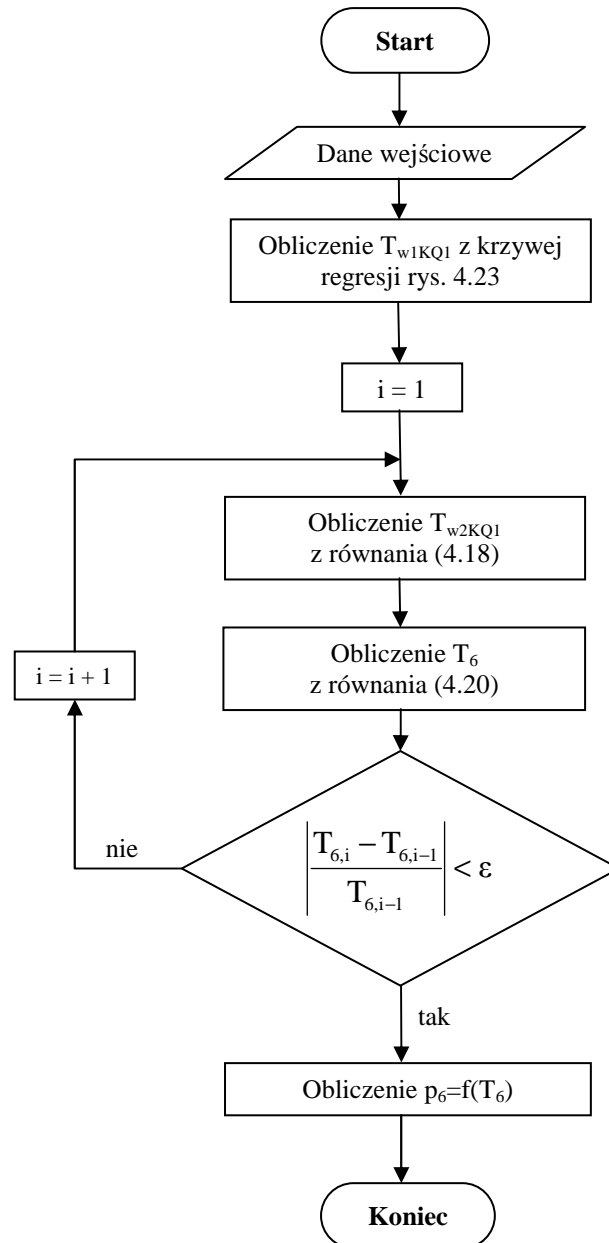
$$\dot{Q}_{skr} = \dot{m}_{KQ1} c_w (T_{w2KQ1} - T_{w1KQ1}) \quad (4.21)$$

$$\dot{Q}_{skr} = (kF \Delta T_{log})_{skr} \quad (4.22)$$

przy czym $(\Delta T_{log})_{skr}$ (po pominięciu efektu przechłodzenia, tj. gdy $T_6 = T_7$) równa się:

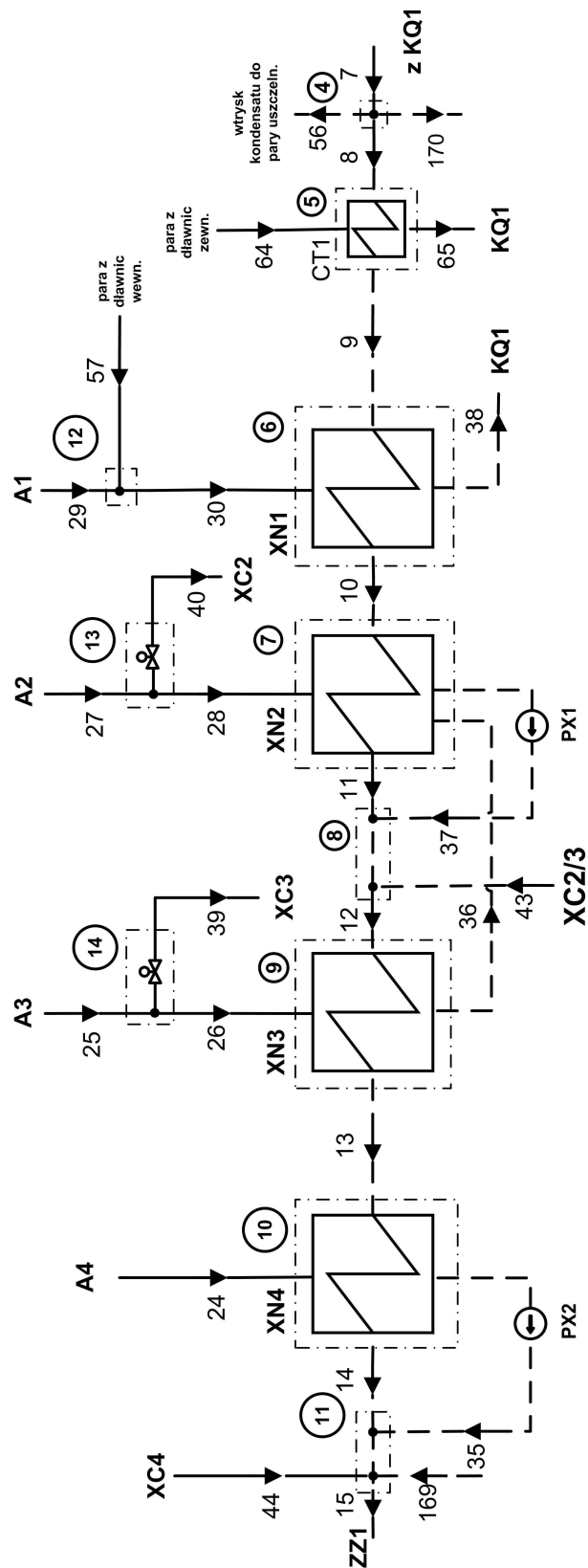
$$\left(\Delta T_{\log/scr}\right) = \frac{\Delta T_p - \Delta T_k}{\ln \frac{\Delta T_p}{\Delta T_k}} = \frac{(T_6 - T_{w1KQ1}) - (T_6 - T_{w2KQ1})}{\ln \frac{T_6 - T_{w1KQ1}}{T_6 - T_{w2KQ1}}} \quad (4.23)$$

Obliczenia wartości temperatury nasycenia T_6 i odpowiadającej jej wartości ciśnienia p_6 zostają zakończone po osiągnięciu założonej dokładności obliczeń.



Rys. 4.5. Schemat blokowy algorytmu obliczeń ciśnienia p_6 w skraplaczu

4.4.4. Wymienniki ciepła regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4, CT1



Rys. 4.6. Schemat ideowy regeneracji niskoprężnej

Ośłona bilansowa nr 4 – węzeł rozgałęźny przed CT1

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_{56} h_{56} - \dot{m}_{170} h_{170} = 0 \quad (4.24)$$

$$h_7 = h_8 = h_{56} = h_{170} \quad (4.25)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_7 - \dot{m}_8 - \dot{m}_{56} - \dot{m}_{170} = 0 \quad (4.26)$$

Ośłona bilansowa nr 5 – chłodnica pary z dławic zewnętrznymi CT1

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{64} h_{64} - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{65} h_{65} = 0 \quad (4.27)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_8 - \dot{m}_9 = 0 \quad (4.28)$$

$$\dot{m}_{64} - \dot{m}_{65} = 0 \quad (4.29)$$

Ośłona bilansowa nr 6 – wymiennik XN1

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{30} h_{30} - \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{38} h_{38} = 0 \quad (4.30)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_9 - \dot{m}_{10} = 0 \quad (4.31)$$

$$\dot{m}_{30} - \dot{m}_{38} = 0 \quad (4.32)$$

Ośłona bilansowa nr 7 – wymiennik XN2

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{28} h_{28} + \dot{m}_{36} h_{36} - \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{37} h_{37} = 0 \quad (4.33)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{10} - \dot{m}_{11} = 0 \quad (4.34)$$

$$\dot{m}_{28} + \dot{m}_{36} - \dot{m}_{37} = 0 \quad (4.35)$$

Ośłona bilansowa nr 8 – węzeł rozgałęźny przed XN3

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{37} h_{37} + \dot{m}_{43} h_{43} - \dot{m}_{12} h_{12} = 0 \quad (4.36)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{11} + \dot{m}_{37} + \dot{m}_{43} - \dot{m}_{12} = 0 \quad (4.37)$$

Ośłona bilansowa nr 9 – wymiennik XN3

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{26} h_{26} - \dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_{36} h_{36} = 0 \quad (4.38)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{12} - \dot{m}_{13} = 0 \quad (4.39)$$

$$\dot{m}_{26} - \dot{m}_{36} = 0 \quad (4.40)$$

Ośłona bilansowa nr 10 – wymiennik XN4

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{24} h_{24} - \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{35} h_{35} = 0 \quad (4.41)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{13} - \dot{m}_{14} = 0 \quad (4.42)$$

$$\dot{m}_{24} - \dot{m}_{35} = 0 \quad (4.43)$$

Ośłona bilansowa nr 11 – węzeł rozgałęźny za XN4

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{35} h_{35} + \dot{m}_{44} h_{44} + \dot{m}_{169} h_{169} - \dot{m}_{15} h_{15} = 0 \quad (4.44)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{14} + \dot{m}_{35} + \dot{m}_{44} + \dot{m}_{169} - \dot{m}_{15} = 0 \quad (4.45)$$

Ośłona bilansowa nr 12 – węzeł rozgałęźny przed XN1

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{29}h_{29} + \dot{m}_{57}h_{57} - \dot{m}_{30}h_{30} = 0 \quad (4.46)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{29} + \dot{m}_{57} - \dot{m}_{30} = 0 \quad (4.47)$$

Ośłona bilansowa nr 13 – węzeł rozgałęźny przed XN2

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{27}h_{27} - \dot{m}_{28}h_{28} - \dot{m}_{40}h_{40} = 0 \quad (4.48)$$

$$h_{27} = h_{28} = h_{40} \quad (4.49)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{27} - \dot{m}_{28} - \dot{m}_{40} = 0 \quad (4.50)$$

Ośłona bilansowa nr 14 – węzeł rozgałęźny przed XN3

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{25}h_{25} - \dot{m}_{26}h_{26} - \dot{m}_{39}h_{39} = 0 \quad (4.51)$$

$$h_{25} = h_{26} = h_{39} \quad (4.52)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{25} - \dot{m}_{26} - \dot{m}_{39} = 0 \quad (4.53)$$

Temperatury wody na wypływie z wymienników regeneracyjnych obliczono korzystając ze wzoru Pecleta i bilansu energii wymiennika (analogicznie jak dla skraplacza):

$$T_{k2} = T_s - (T_s - T_{p2})e^{\frac{-kF_N}{\dot{m}_w c_w}} \quad (4.54)$$

gdzie:

T_{k2} – temperatura wody na wypływie z wymiennika regeneracyjnego,

T_s – temperatura skroplin na wylocie z wymiennika,

T_{p2} – temperatura wody na dopływie do wymiennika regeneracyjnego,

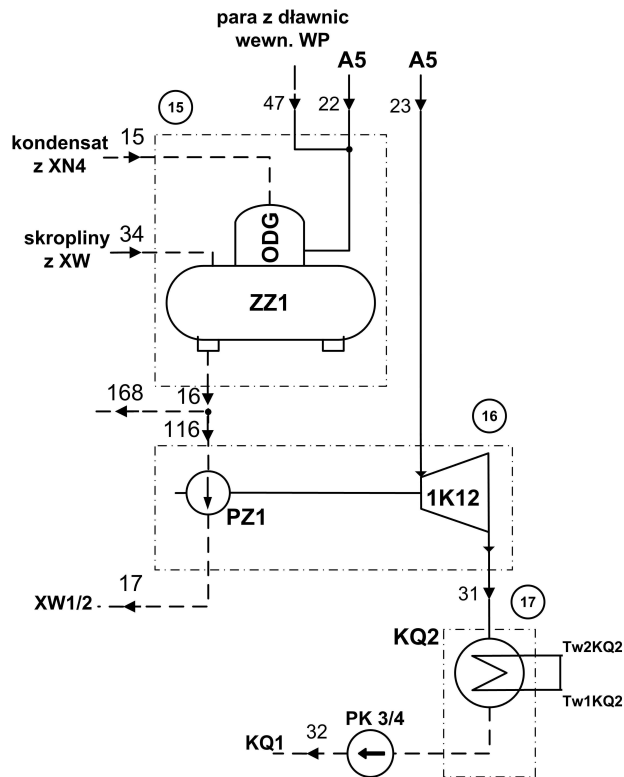
kF_N – iloczyn współczynnika przenikania ciepła i powierzchni grzejnej wymiennika obliczono dla warunków znamionowych (tab.4.2) i traktowano jako stały w całym zakresie pracy wymiennika,

c_w – ciepło właściwe wody przepływającej przez wymiennik,

\dot{m}_w – strumień wody przepływającej przez wymiennik.

Obliczenia rozpoczęto od wyznaczenia temperatury wody za chłodnicą oparów CT1, a następnie kolejno obliczano temperatury za wszystkimi wymiennikami regeneracji niskoprężnej. Entalpie wody odpowiadające wyznaczonym temperaturom obliczono dla stopnia suchości $x = 0$, pomijając wpływ pomp kondensatu.

4.4.5. Odgazowywacz, główna pompa zasilająca, skraplacz KQ2



Rys. 4.7. Schemat ideowy odgazowywacza, głównej pompy zasilającej, skraplacza KQ2

Ośłona bilansowa nr 15 – zbiornik wody zasilającej ZZ1

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_{22}h_{22} + \dot{m}_{34}h_{34} + \dot{m}_{47}h_{47} - \dot{m}_{16}h_{16} = 0 \quad (4.55)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{15} + \dot{m}_{22} + \dot{m}_{34} + \dot{m}_{47} - \dot{m}_{16} = 0 \quad (4.56)$$

Ośłona bilansowa nr 16 – pompa zasilająca PZ1

$$\text{Bilans energii: } (\dot{m}_{23}h_{23} - \dot{m}_{31}h_{31})\eta_{m1K12} - (\dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{116}h_{116})/\eta_{mPZ1} = 0 \quad (4.57)$$

$$h_{16} = h_{116} = h_{168} \quad (4.58)$$

$$\text{Bilanse masy: } \dot{m}_{116} - \dot{m}_{17} = 0 \quad (4.59)$$

$$\dot{m}_{23} - \dot{m}_{31} = 0 \quad (4.60)$$

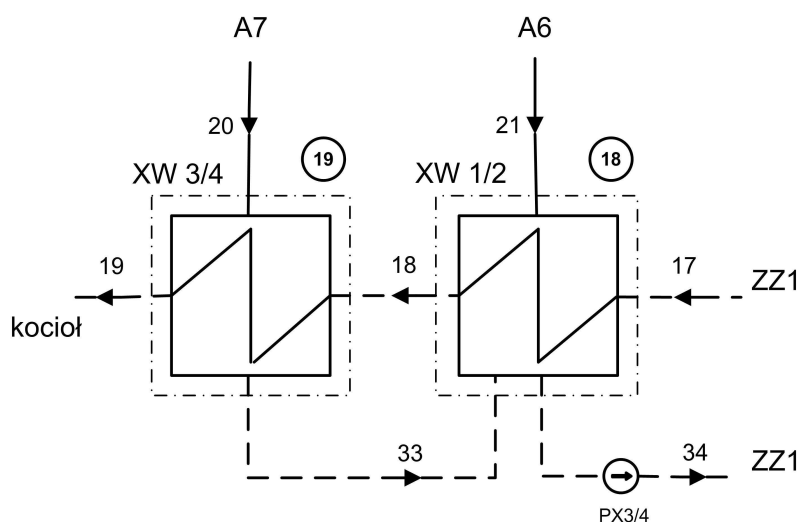
$$\dot{m}_{168} + \dot{m}_{116} - \dot{m}_{16} = 0 \quad (4.61)$$

Ośłona bilansowa nr 17 – skraplacz KQ2

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{31}h_{31} - \dot{m}_{32}h_{32} - \dot{m}_{KQ2}c_w(T_{w2KQ2} - T_{w1KQ2}) = 0 \quad (4.62)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32} = 0 \quad (4.63)$$

4.4.6. Wymienniki regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4



Rys. 4.8. Schemat ideowy wymienników regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4

Ośłona bilansowa nr 18 – wymiennik XW1/2

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{21}h_{21} + \dot{m}_{33}h_{33} - \dot{m}_{18}h_{18} - \dot{m}_{34}h_{34} = 0 \quad (4.64)$$

$$\text{Bilanse masy: } \dot{m}_{17} - \dot{m}_{18} = 0 \quad (4.65)$$

$$\dot{m}_{21} + \dot{m}_{33} - \dot{m}_{34} = 0 \quad (4.66)$$

Ośłona bilansowa nr 19 – wymiennik XW3/4

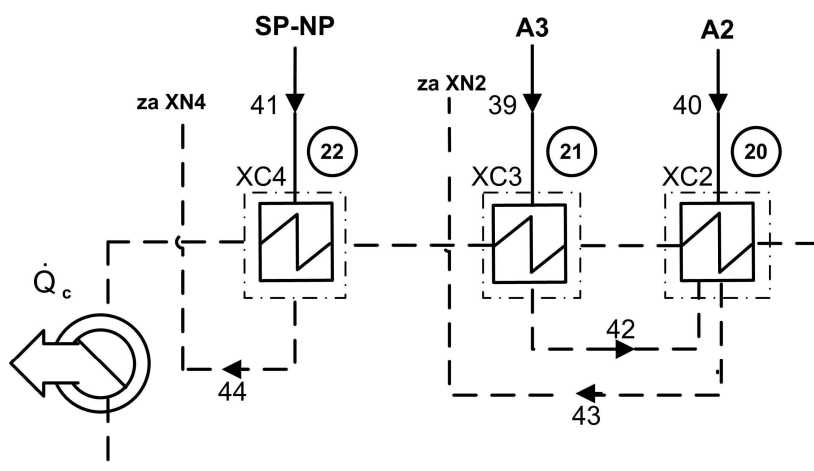
$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{18}h_{18} + \dot{m}_{20}h_{20} - \dot{m}_{19}h_{19} - \dot{m}_{33}h_{33} = 0 \quad (4.67)$$

$$\text{Bilanse masy: } \dot{m}_{18} - \dot{m}_{19} = 0 \quad (4.68)$$

$$\dot{m}_{20} - \dot{m}_{33} = 0 \quad (4.69)$$

Temperatury wody na wypływie z wymienników regeneracyjnych obliczono wykorzystując zależność (4.54). Odpowiadające im entalpie wody wyznaczono dla ciśnienia wody na tłoczeniu pompy zasilającej wyznaczonego z równania regresji (rys. 4.22). Pominięto przy tym spadki ciśnienia wody na wymiennikach regeneracyjnych.

4.4.7. Wymienniki ciepłownicze XC2, XC3, XC4



Rys. 4.9. Schemat ideowy wymienników ciepłowniczych

Ośłona bilansowa nr 20 – wymiennik XC2

$$\text{Bilans energii: } \dot{Q}_{XC2} = \dot{m}_{40}h_{40} + \dot{m}_{42}h_{42} - \dot{m}_{43}h_{43} \quad (4.70)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{40} + \dot{m}_{42} - \dot{m}_{43} = 0 \quad (4.71)$$

Ośłona bilansowa nr 21 – wymiennik XC3

$$\text{Bilans energii: } \dot{Q}_{XC3} = \dot{m}_{39}h_{39} - \dot{m}_{42}h_{42} \quad (4.72)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{39} - \dot{m}_{42} = 0 \quad (4.73)$$

Ośłona bilansowa nr 22 – wymiennik XC4

$$\text{Bilans energii: } \dot{Q}_{XC4} = \dot{m}_{41}h_{41} - \dot{m}_{44}h_{44} \quad (4.74)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{41} - \dot{m}_{44} = 0 \quad (4.75)$$

przy czym:

$$\dot{Q}_{XC2} + \dot{Q}_{XC3} + \dot{Q}_{XC4} = \dot{Q}_c = \dot{Q}_g + \dot{Q}_{cwu} \quad (4.76)$$

Dla rurociągów zasilających wymienniki ciepłownicze założono stały spadek ciśnienia wynoszący 10 kPa. Przyjęto ponadto stałą wartość przechłodzenia skroplin za wymiennikami wynoszącą 2°C.

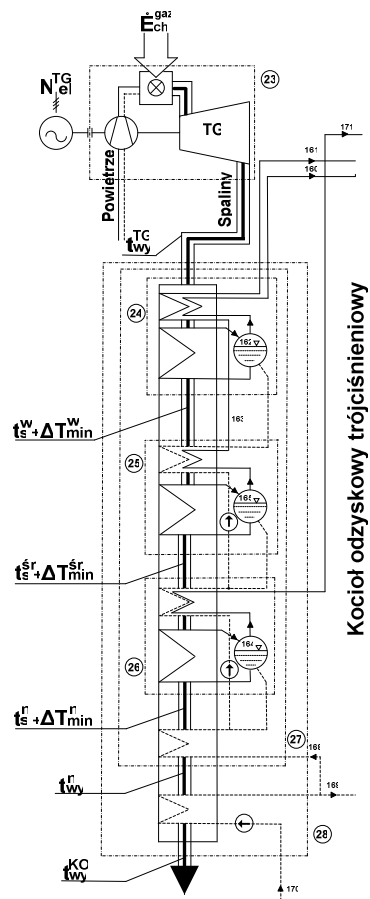
4.4.8. Turbozespół gazowy i kocioł odzyskowy

Kocioł odzyskowy jest „mózgiem” układów gazowo-parowych. Powinien być „szyty na miarę” do każdego układu, tzn. powinna być optymalizowana jego struktura, na co pozwala obecna technologia jego produkcji. Na stosowane w układach gazowo-parowych turbiny gazowe możemy wpływać jedynie poprzez dobór ich mocy (rozdział 6.2.1).

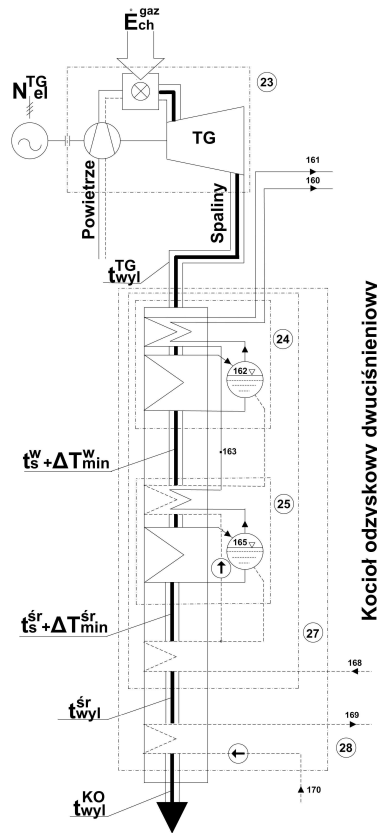
Maksymalizacja efektywności energetycznej i ekonomicznej pracy modernizowanego bloku 370 MW sprowadza się zatem do optymalizacji struktury kotła odzyskowego i doboru do niego optymalnej mocy turbiny gazowej.

Poszukując rozwiązania optymalnego analizie poddano układ z kotłem jedno-, dwu- i trójciśnieniowym (rys. 4.10) zmieniając przy tym moc turbozespołu gazowego od wartości zerowej do wartości maksymalnie możliwej, tj. do wartości, która jest ograniczona możliwością dopuszczalnego przeciążenia układu łopatkowego turbiny parowej 18K370 oraz minimum kotła węglowego BP-1150.

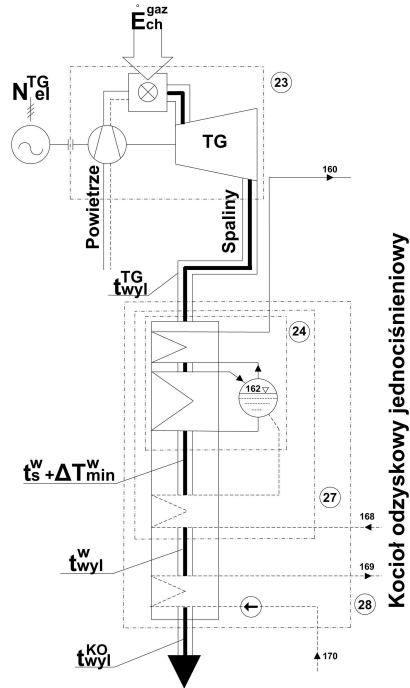
a)



b)



c)



Rys. 4.10. Schematy ideowe turbospółu gazowego i kotłów odzyskowych; a) kocioł trójciśnieniowy, b) kocioł dwuciśnieniowy, c) kocioł jednocisnieniowy

Ośłona bilansowa nr 23 – turbospół gazowy

$$\text{Bilans energii: } \dot{C}(t_{\text{wyl}}^{\text{TG}} - t_{\text{ot}}) = \dot{E}_{\text{ch}}^{\text{gaz}} - N_{\text{el}}^{\text{TG}} \quad (4.77)$$

$$\dot{E}_{\text{ch}}^{\text{gaz}} = \frac{N_{\text{el}}^{\text{TG}}}{\eta_{\text{TG}}} \quad (4.78)$$

Ośłona bilansowa nr 24 – część wysokopięna kotła odzyskowego

$$\text{Bilans energii: } \dot{C}[t_{\text{wyl}}^{\text{TG}} - (t_s^w + \Delta T_{\text{min}}^w)] = \dot{m}_{160}(h_1 - h'_{162}) + \dot{m}_{161}(h_4 - h_{163}) \quad (4.79)$$

$$h'_{162} = h'_{162}(\text{water; } x=0; t = t_s^w; p_{162} = p_1) \quad (4.80)$$

$$h_{163} = h_{163}(\text{steam; } t = t_s^w; p_{163} = p_4) \quad (4.81)$$

Ośłona bilansowa nr 25 – część średnioprężna kotła odzyskowego

$$\text{Bilans energii: } \dot{C}[(t_s^w + \Delta T_{\min}^w) - (t_s^{\text{sr}} + \Delta T_{\min}^{\text{sr}})] = \dot{m}_{160}(h'_{162} - h'_{165}) + \dot{m}_{161}(h_{163} - h'_{165}) \quad (4.82)$$

$$h'_{165} = h'_{165}(\text{water; } x=0; t = t_s^{\text{sr}}; p_{165} = p_{163} = p_4) \quad (4.83)$$

Ośłona bilansowa nr 26 – część niskoprężna kotła odzyskowego

$$\text{Bilans energii: } \dot{C}[(t_s^{\text{sr}} + \Delta T_{\min}^{\text{sr}}) - (t_s^n + \Delta T_{\min}^n)] = (\dot{m}_{160} + \dot{m}_{161})(h'_{165} - h'_{164}) + \dot{m}_{171}(h_5 - h'_{164}) \quad (4.84)$$

$$h'_{164} = h'_{164}(\text{water; } x=0; t = t_s^n; p_{164} = p_5) \quad (4.85)$$

$$h_{171} = h_5 \quad (4.86)$$

Ośłona bilansowa nr 27 – kocioł odzyskowy bez wymiennika regeneracji niskoprężnej

$$\text{Bilans energii: } \dot{C}(t_{\text{wyl}}^{\text{TG}} - t_{\text{wyl}}^n) = \dot{m}_{160}(h_1 - h_{168}) + \dot{m}_{161}(h_4 - h_{168}) + \dot{m}_{171}(h_5 - h_{168}) \quad (4.87)$$

$$h_{168} = h_{16} \quad (4.88)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{168} = \dot{m}_{160} + \dot{m}_{161} + \dot{m}_{171} \quad (4.89)$$

Ośłona bilansowa nr 28 – kocioł odzyskowy

$$\text{Bilans energii: } \dot{C}(t_{\text{wyl}}^{\text{TG}} - t_{\text{wyl}}^{\text{KO}}) = \dot{m}_{160}(h_1 - h_{168}) + \dot{m}_{161}(h_4 - h_{168}) + \dot{m}_{171}(h_5 - h_{168}) + \dot{m}_{170}(h_{169} - h_{170}) \quad (4.90)$$

$$h_{170} = h_7 \quad (4.91)$$

$$h_{169} = h_{15} \quad (4.92)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{169} = \dot{m}_{170} \quad (4.93)$$

W równaniach (4.79), (4.87), (4.89), (4.90) w przypadku kotła jednościśnieniowego

$\dot{m}_{161} = \dot{m}_{171} = 0$ oraz $t_{\text{wyl}}^n \equiv t_{\text{wyl}}^w$, w przypadku kotła dwuciśnieniowego $\dot{m}_{171} = 0$ oraz

$$t_{\text{wyl}}^n \equiv t_{\text{wyl}}^{\text{sr}}$$

W przypadku bloku z kotłem trójciśnieniowym (rys. 1.2, 4.10a), z uwagi że ciśnienie p_{168} jest większe od ciśnienia p_{164} (redukcja ciśnienia p_{168} do p_{164} byłaby nieuzasadniona termodynamicznie), w równaniach (4.87), (4.90) entalpia właściwa $h_{168} = h_{169}$, w

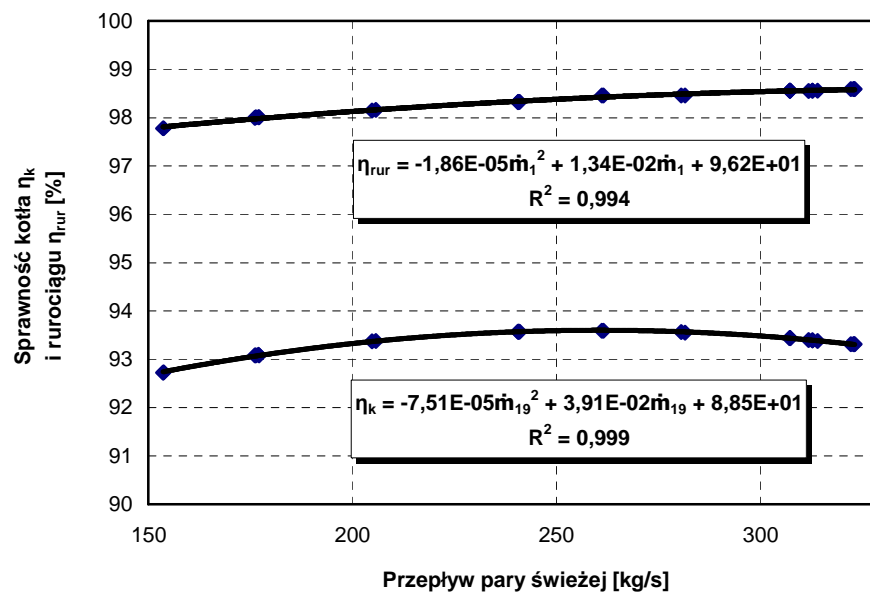
równaniu (4.61) $\dot{m}_{168} = 0$ i w równaniach (4.44), (4.93) $\dot{m}_{169} = \dot{m}_{170} - (\dot{m}_{160} + \dot{m}_{161} + \dot{m}_{171})$.

4.5. Charakterystyki energetyczne urządzeń bloku

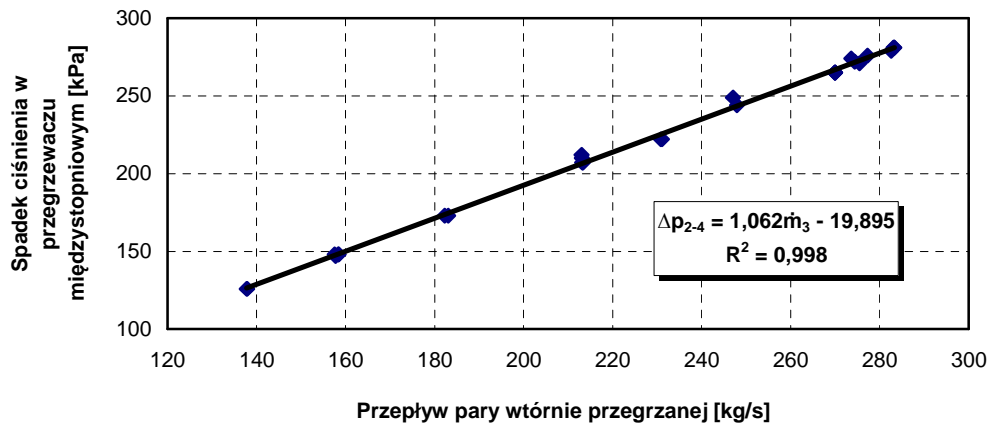
Wykorzystywane w modelu zależności charakteryzujące pracę bloku wyznaczono na podstawie wyników cieplnych pomiarów kotła, turbozespołu oraz urządzeń pomocniczych wykonanych w 2005 roku [83, 84].

4.5.1. Kocioł parowy

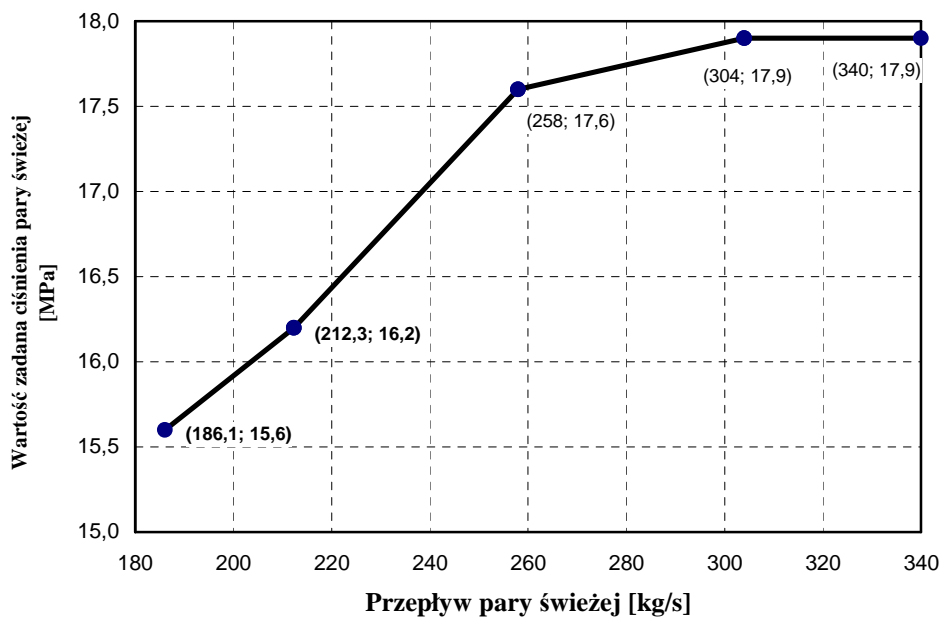
Dla kotła parowego wykorzystywana jest charakterystyka jego sprawności energetycznej, sprawności rurociągu łączącego go z turbiną opisująca w nim straty ciepła do otoczenia, charakterystyka spadku ciśnienia w przegrzewaczu międzystopniowym oraz charakterystyka wartości zadanej ciśnienia pary świeżej.



Rys. 4.11. Sprawność kotła η_k i sprawność rurociągu η_{rur} w funkcji przepływu pary świeżej



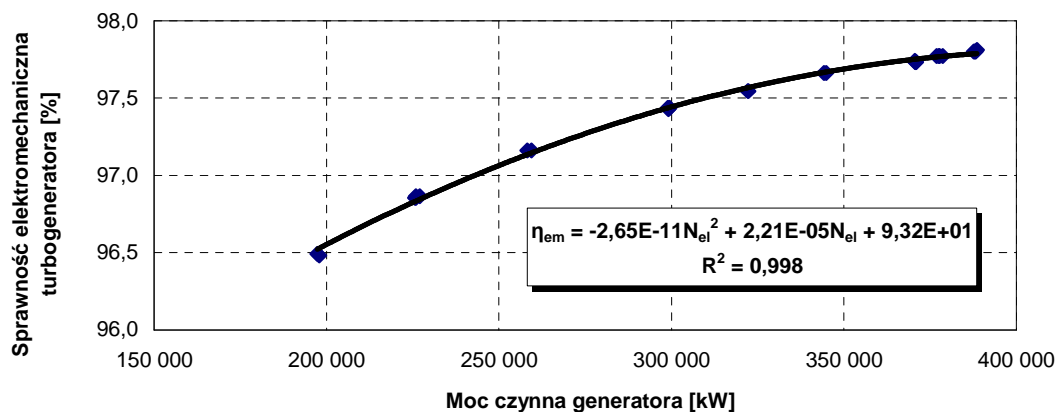
Rys. 4.12. Spadek ciśnienia w przegrzewaczu międzystopniowym w funkcji przepływu pary wtórnie przegrzanej do części średnioprężnej turbiny



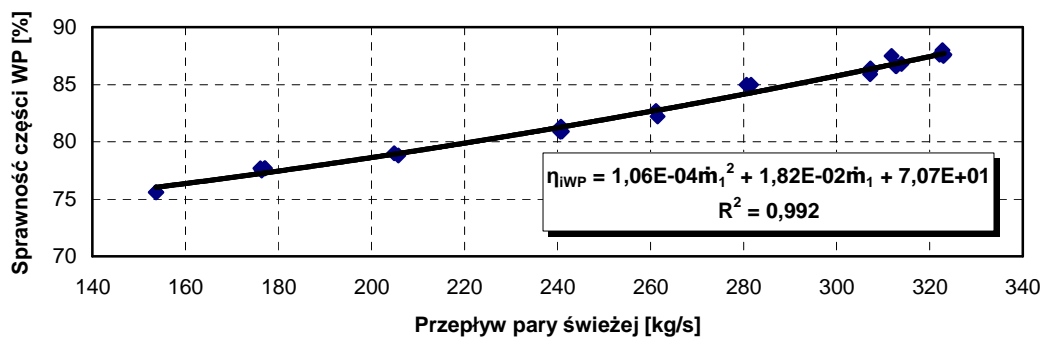
Rys. 4.13. Wartość zadana ciśnienia pary świeżej za kotłem w funkcji przepływu pary świeżej

4.5.2. Turbozespół parowy

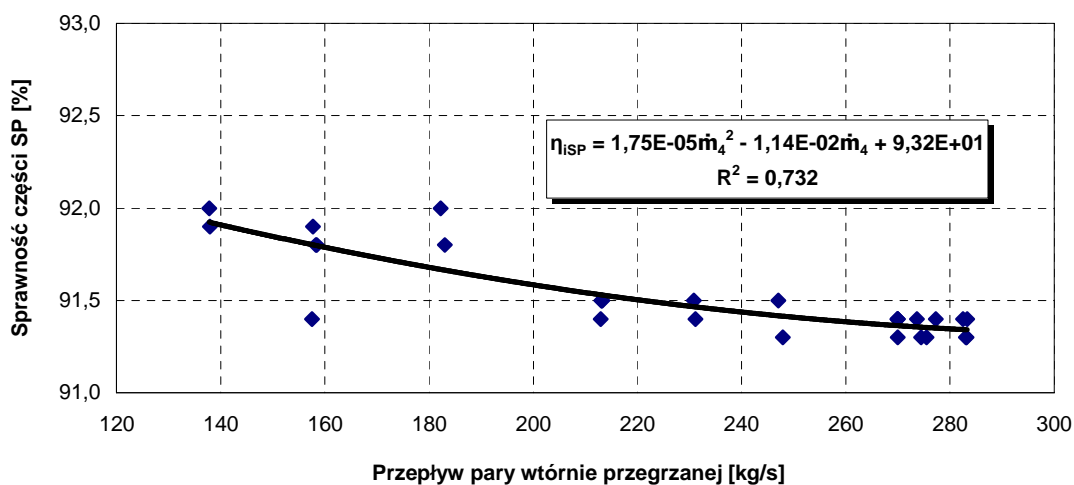
Dla turbozespołu wykorzystywana jest charakterystyka jego sprawności elektromechanicznej oraz charakterystyki sprawności wewnętrznych części wysoko-, średnio- i niskoprężnej turbiny.



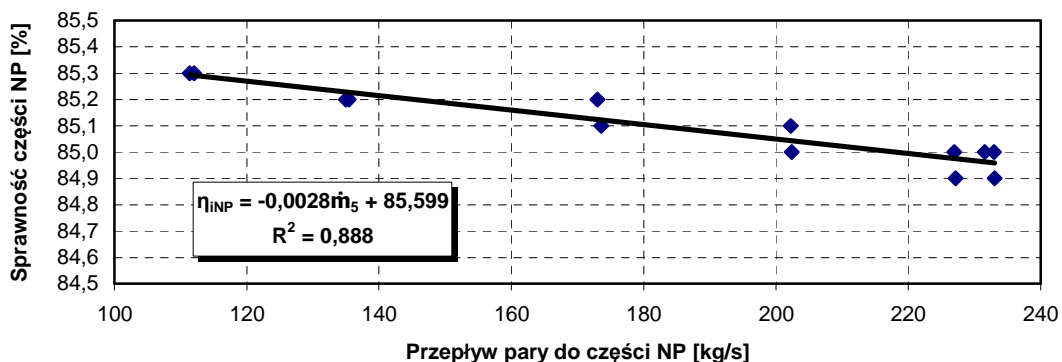
Rys. 4.14. Sprawność elektromechaniczna turbogeneratora w funkcji mocy czynnej



Rys. 4.15. Sprawność wewnętrzna części wysokoprężnej turbiny w funkcji przepływu pary świeżej



Rys. 4.16. Sprawność wewnętrzna części średnioprężnej turbiny w funkcji przepływu pary wtórnie przegrzanej



Rys. 4.17. Sprawność wewnętrzna części niskoprężnej turbiny w funkcji przepływu pary

Na podstawie danych dostawcy turbiny ABB Zamech Ltd. [84, 97] sporządzono również równania zależności przepływów masowych pary przez dławnice turbiny, uszczelnienia wrzecion zaworowych na rurociągach do części wysoko- i średnioprężnej oraz przepływu pary spod tłoka odciążającego turbiny głównej. Równania je opisujące zestawiono w tabeli 4.1.

Tabela 4.1

Zestawienie równań opisujących przepływy pary przez dławnice turbiny, przepływy pary z uszczelnień wrzecion zaworów turbiny, przepływ pary spod tłoka odciążającego oraz przepływ wody wtryskowej do kolektora pary uszczelniającej

| | Przepływ masowy |
|---|--|
| | [kg/s] |
| Przepływy pary przez dławnice WP | $\dot{m}_{45} = 0,0032 \dot{m}_1 + 0,0232$ |
| | $\dot{m}_{46} = 0,0022 \dot{m}_1 - 0,0026$ |
| | $\dot{m}_{49} = 0,0017 \dot{m}_1 - 0,0142$ |
| | $\dot{m}_{50} = 0,0011 \dot{m}_1 - 0,0065$ |
| | $\dot{m}_{58} = 0,018$ |
| | $\dot{m}_{59} = 0,012$ |
| Przepływy pary przez dławnice SP | $\dot{m}_{52} = 0,0005 \dot{m}_1 - 0,0154$ |
| | $\dot{m}_{53} = 0,0007 \dot{m}_1 - 0,0182$ |
| | $\dot{m}_{60} = 0,016$ |
| | $\dot{m}_{61} = 0,024$ |
| Przepływy pary przez dławnice NP | $\dot{m}_{54} = 0,243$ |
| | $\dot{m}_{55} = 0,243$ |
| | $\dot{m}_{62} = 0,073$ |
| | $\dot{m}_{63} = 0,073$ |

Tabela 4.1 (cd.)

| | |
|---|--|
| Przepływ pary spod tłoka odciążającego | $\dot{m}_{t0} = 0,0083 \dot{m}_1 - 0,0232$ |
| Przepływy pary z uszczelnień wrzecion zaworów WP i SP | $\dot{m}_{48} = 0,0011 \dot{m}_1 + 0,0198$ |
| | $\dot{m}_{51} = 0$ |
| Przepływ wody wtryskowej do kolektora pary uszczelniającej | $\dot{m}_{56} = 0,06$ |

4.5.3. Regeneracja nisko- i wysokoprężna

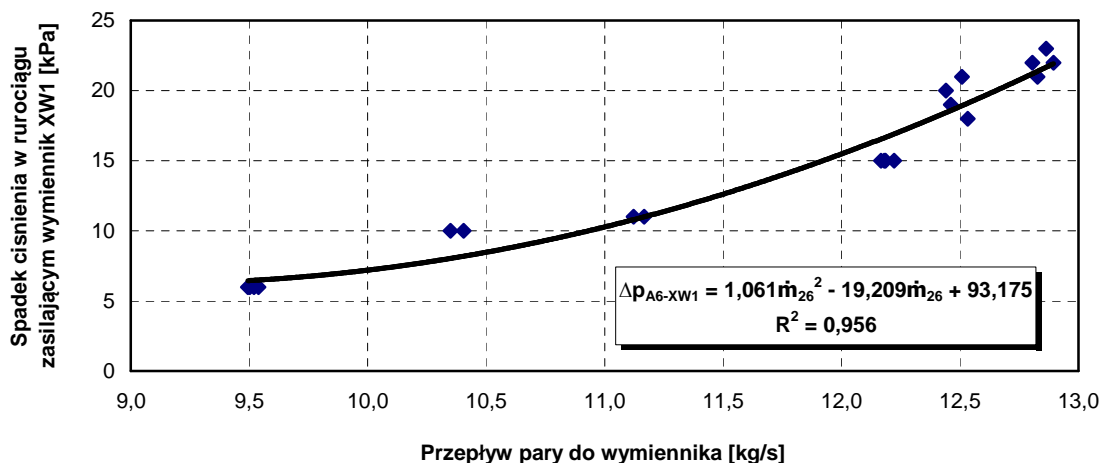
Do urządzeń pomocniczych należy zaliczyć m.in. wymienniki regeneracji nisko- i wysokoprężnej. Rurociągi łączące je z turbiną mają przeważnie znaczne długości i dlatego w modelu należy wykorzystywać charakterystyki uwzględniające straty w nich ciśnienia. Dla rurociągów regeneracji niskoprężnej (XN2, XN3 i XN4) przyjęto stałe ich wartości. Dla rurociągu zasilającego wymiennik XN1 spadek ciśnienia pominięto – tabela 4.2. Dla rurociągów łączących turbinę z wymiennikami wysokoprężnymi spadki ciśnień w funkcji przepływającej przez nie pary przedstawiono na rys. 4.18, 4.19.

Dla każdego z wymienników wyznaczono iloczyn współczynnika przenikania ciepła i powierzchni grzejnej (kF_n), które można traktować jako niezmiennie w całym zakresie zmienności wartości strumieni wody i pary. Przyjęto też stałą wartość przechłodzenia skroplin za wymiennikami. Zestawienie wszystkich wartości podano w tabeli 4.2.

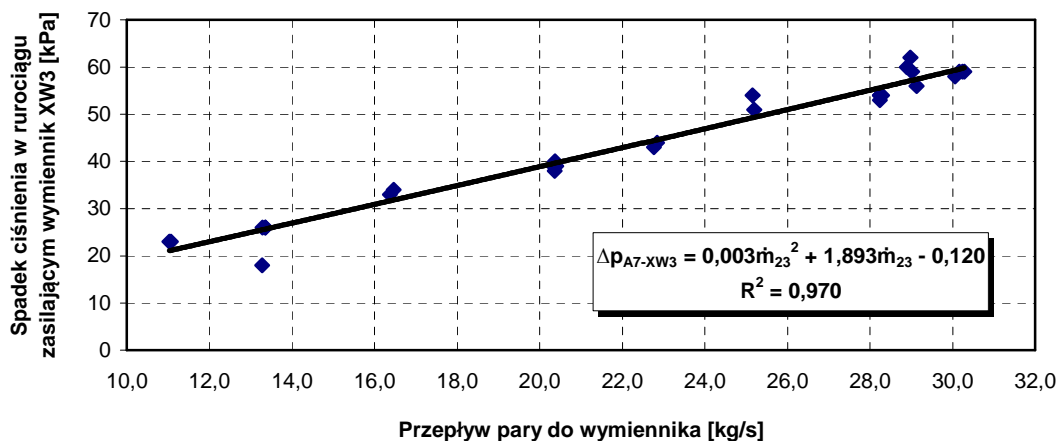
Tabela 4.2.

Zestawienie wartości charakteryzujących pracę wymienników

| Wymiennik | kF_n (F_n) | Przechłodzenie skroplin | Spadek ciśnienia w rurociągu |
|------------------|---|--------------------------------|-------------------------------------|
| | [kW/K], ([m ²]) | [°C] | [kPa] |
| XN1 | 1735 (518) | 1,8 | 0 |
| XN2 | 1907 (465) | 0,2 | 8 |
| XN3 | 2428 (572) | 2,9 | 18 |
| XN4 | 2752 (518) | 4,1 | 8 |
| XW1/2 | 2869 (360) | 0,3 | Rys. 4.18 |
| XW3/4 | 3800 (468) | 0,6 | Rys. 4.19 |



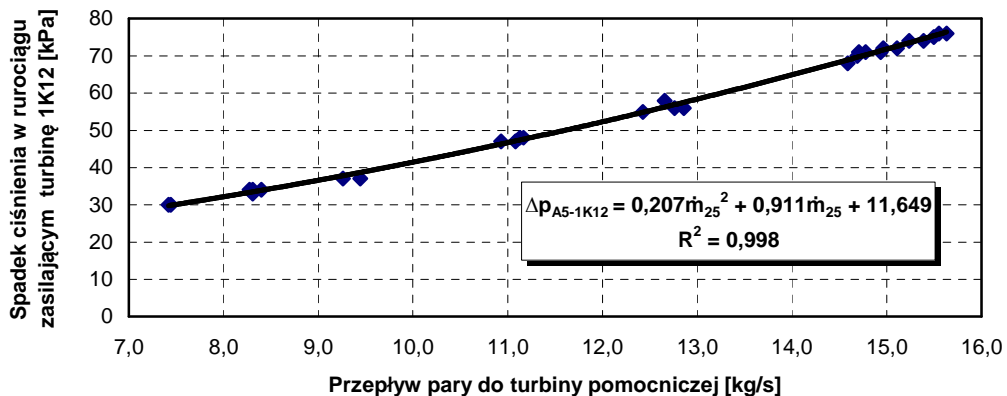
Rys. 4.18. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym wymiennik regeneracji wysokoprężnej XW1/2 w funkcji przepływu pary



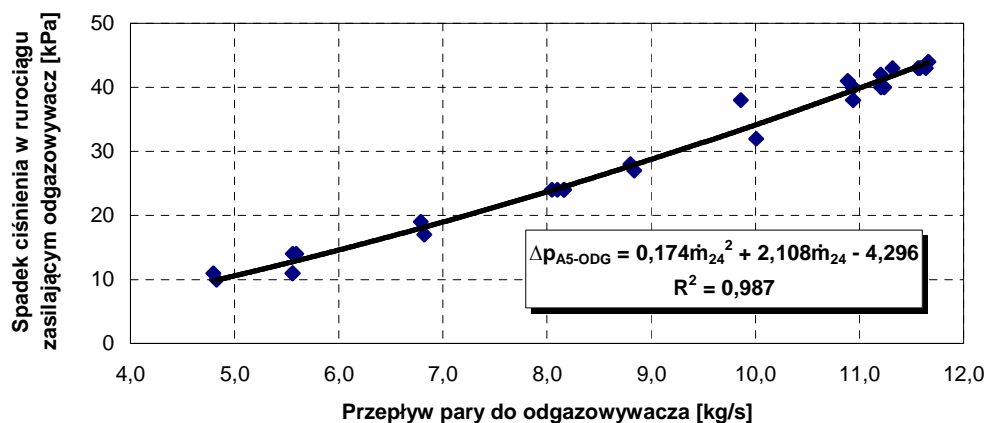
Rys. 4.19. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym wymiennik regeneracji wysokoprężnej XW3/4 w funkcji przepływu pary

4.5.4. Turbina pomocnicza i pompa wody zasilającej

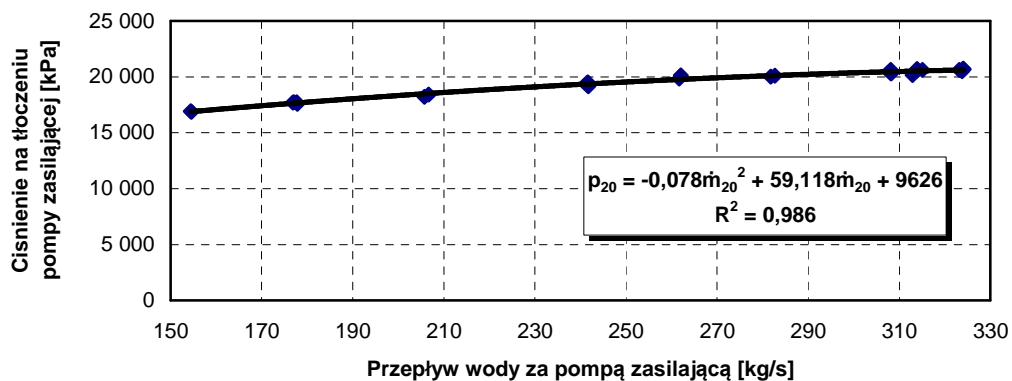
Dla rurociągu zasilającego pomocniczą turbinę napędzającą główną pompę wody zasilającej oraz rurociągu zasilającego odgazowувacz, wykorzystywane są charakterystyki spadków w nich ciśnienia – rys. 4.20, 4.21. Wykorzystywana jest również charakterystyka ciśnienia wody na tłoczeniu pompy – rys. 4.22. W obliczeniach można przyjąć stałą wartość przyrostu temperatury wody w pompie równą 3,7 °C, stałą wartość sprawności pompy równą 77% oraz stałą 99,5% sprawność mechaniczną turbiny.



Rys. 4.20. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym turbinę pomocniczą w funkcji przepływu pary



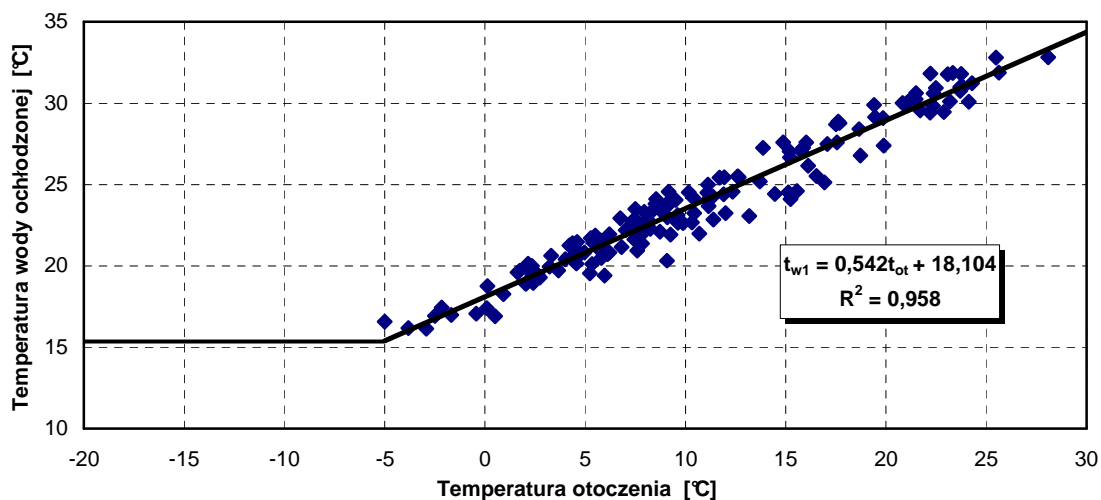
Rys. 4.21. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym odgazowywacz w funkcji przepływu pary



Rys. 4.22. Ciśnienie na tłoczeniu głównej pompy zasilającej w funkcji przepływu wody zasilającej

4.5.5. Skraplacze KQ1, KQ2 turbiny głównej i pomocniczej

Dla skraplaczy wykorzystywana jest charakterystyka temperatury zasilającej je wody chłodzącej w funkcji temperatury otoczenia (rys. 4.23). Zgodnie z instrukcjami eksploatacji bloku przyjęto, że temperatura wody nie może być niższa od 15°C [84, 97].



Rys. 4.23. Temperatura wody chłodzącej w funkcji temperatury otoczenia

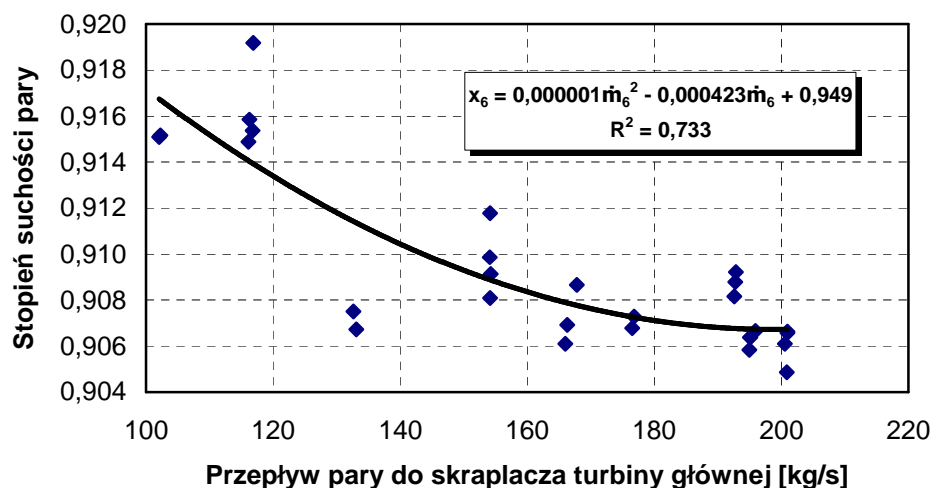
Dla obu skraplaczy można przyjąć stałe wartości iloczynu współczynnika przenikania ciepła i powierzchni grzejnej (kF_n), i traktować je jako niezmiennie w całym zakresie zmienności strumieni wody i pary. Zestawienie tych wartości podano w tabeli 4.3.

Tabela 4.3.

Zestawienie wartości charakteryzujących pracę skraplaczy

| Skraplacz | $kF_n (F_n)$ | Przechłodzenie skroplin | Przepływ wody chłodzącej |
|-----------|------------------|-------------------------|--------------------------|
| | [kW/K] (m^2) | [°C] | [kg/s] |
| KQ1 | 40511 (10290) | 0 | 10500 |
| KQ2 | 5143 (729) | 0 | 724 |

Wykorzystywana jest również charakterystyka stopnia suchości pary w skraplaczu turbiny głównej w zależności od dopływającego do niego jej strumienia.



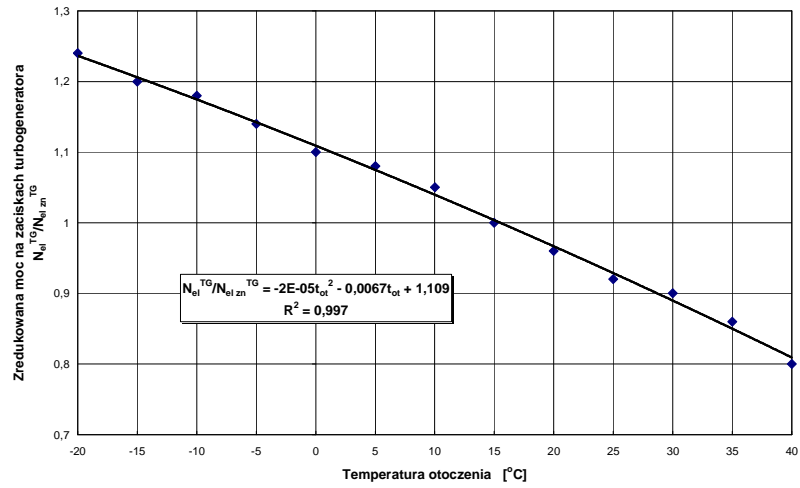
Rys. 4.24. Stopień suchości pary w skraplaczu turbiny głównej w funkcji jej przepływu

Dla obliczenia entalpii właściwej pary przed skraplaczem turbiny pomocniczej posłużono się zależnością [83]: $h_{31} = 2260$ [kJ/kg] + entalpia właściwa skroplin za skraplaczem.

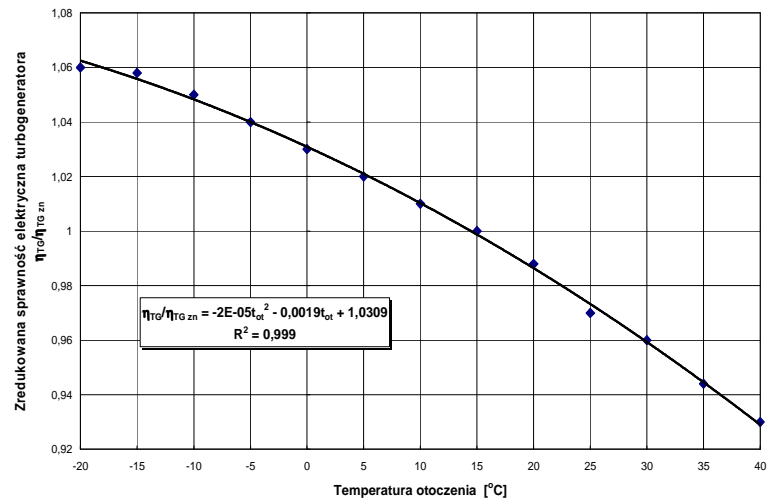
4.5.6. Turbozespół gazowy

Turbozespół gazowy charakteryzuje się zmiennością mocy, sprawności, temperatury i strumienia masy spalin wylotowych z turbiny (a więc i strumienia ich pojemności cieplnej) w wyniku zmian gęstości powietrza w zależności od temperatury otoczenia [20, 52]. Zmiany te uwzględniane są w modelu przez wykorzystanie zredukowanych charakterystyk jego pracy oraz uporządkowanego wykresu temperatury otoczenia.

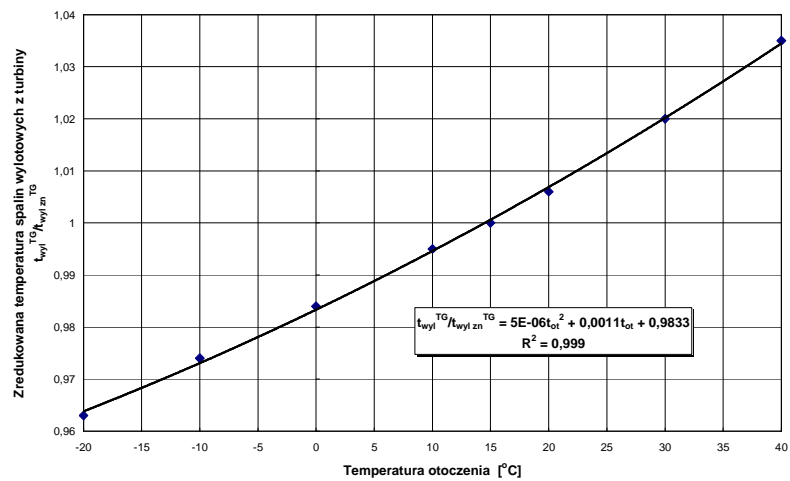
Przedstawione zredukowane charakterystyki sporządzono dla turbiny GTM7A (rys. 4.25–4.27). Charakterystyki dla innych turbozespołów są bardzo podobne, dlatego nie popełnia się znaczącego błędu przyjmując je do obliczeń jako obowiązujące dla każdego turbozespołu. Poza tym przedstawiony model matematyczny dobiera do układu optymalną moc turbiny gazowej zmieniając jej wartość w trakcie obliczeń w bardzo szerokim przedziale zmienności, od zera do wartości w zasadzie nieograniczonej. Niemożliwe jest zatem *a priori*, przy nieznannej optymalnej mocy turbiny, dysponowanie jej charakterystyką. Dopiero w obliczeniach sprawdzających należy ją uwzględnić. Mało tego, optymalna moc turbiny gazowej dla różnych relacji cenowych pomiędzy nośnikami energii będzie każdorazowo inna.



Rys. 4.25. Charakterystyka zredukowanej mocy elektrycznej turbozespołu w funkcji temperatury otoczenia



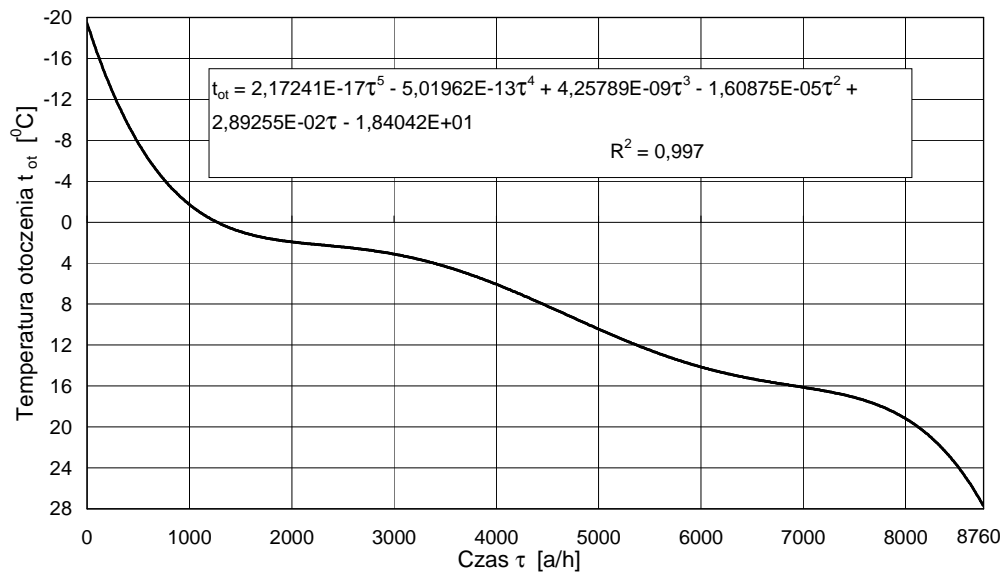
Rys. 4.26. Charakterystyka zredukowanej sprawności elektrycznej turbozespołu w funkcji temperatury otoczenia



Rys. 4.27. Charakterystyka zredukowanej temperatury spalin wylotowych z turbiny w funkcji temperatury otoczenia

Charakterystyka strumienia pojemności cieplnej \dot{C} spalin wylotowych z turbiny gazowej wynika z jej bilansów energii (4.77) i (4.78) oraz z charakterystyk z rys. 4.25–4.27.

Na rys. 4.28. przedstawiono wykorzystywane w modelu krzywą i równanie regresji temperatury otoczenia dla największej obszarowo w kraju III strefy klimatycznej. Opracowano je na podstawie uporządkowanego wykresu tej temperatury [89].



Rys. 4.28. Krzywa i równanie regresji temperatury otoczenia dla III strefy klimatycznej

5. Obliczenia testujące model matematyczny bloku

Przedstawione w rozdziale 4. bilanse energii i masy dla bloku 370 MW stanowią układ algebraicznych równań liniowych, jako że wszystkie w nim wartości entalpii właściwych pary wodnej i wody h_1-h_{171} oraz wartości sprawności energetycznych urządzeń $\eta_k, \eta_{tur}, \eta_{em}, \eta_{m1K12}, \eta_{mPZ1}, \eta_{TG,zn}$ są danymi wielkościami wejściowymi. Danymi są również: spadek ciśnienia Δp_{2-4} , strumień pary świeżej \dot{m}_1 , strumienie pary „przeciekowej” z dławnic i zaworów turbiny parowej $\dot{m}_{45}-\dot{m}_{64}$, strumienie wody chłodzącej w skraplaczach $\dot{m}_{KQ1}, \dot{m}_{KQ2}$ i ich temperatury $T_{w2KQ1}, T_{w1KQ1}, T_{w2KQ2}, T_{w1KQ2}$ (temperatury T_{w2KQ1}, T_{w2KQ2} wyliczane są za pomocą iteracji z bilansów energii skraplaczy z równoczesnym obliczaniem w nich ciśnień i temperatur nasycenia), temperatury nasycenia t_s^w, t_s^{sr}, t_s^n w walczakach wysoko-, średnio- i niskociśnieniowym w kotle odzyskowym wraz z wartościami przewężeń temperaturowych $\Delta T_{min}^w, \Delta T_{min}^{sr}, \Delta T_{min}^n$, moc znamionowa turbozespołu gazowego $N_{el,zn}^{TG}$, temperatura znamionowa spalin wylotowych z turbiny gazowej $t_{wyl,zn}^{TG}$ i z kotła odzyskowego t_{wyl}^{KO} oraz temperatura otoczenia T_{ot} (rys. 19), od której zależy zapotrzebowanie na komunalne ciepło grzewcze \dot{Q}_c . Niewiadomymi są pozostałe strumienie masy, strumienie energii chemicznej spalanego w kotle parowym węgla \dot{E}_{ch}^w i gazu \dot{E}_{ch}^{gaz} w turbinie gazowej, moc elektryczna turbozespołu parowego N_{el}^{TP} oraz temperatury spalin w kotle odzyskowym $t_{wyl}^w, t_{wyl}^{sr}, t_{wyl}^n$. Obliczenia mocy N_{el}^{TP}, \dot{Q}_c dla każdego zbioru danych wejściowych, dla zadawanej mocy $N_{el,zn}^{TG}$ z przedziału od 0 do 350 MW oraz temperatur T_{ot}, t_{wyl}^{KO} wymagają iteracji. Wynika to z odstępstwa turbiny parowej od jej nominalnych warunków pracy (oznaczonych indeksem „n” w równaniu (4.1).

Niezmiennymi wielkościami wejściowymi dla każdego zbioru obliczeniowych danych wejściowych są: temperatury pary świeżej i wtórnie przegrzanej T_1 i T_4 , temperatury $t_{wyl,zn}^{TG}, t_{wyl}^{KO}$ oraz strumień \dot{m}_1 . Układ dogodnie jest rozwiązać np. za pomocą programu *Engineering Equation Solver (EES)*. Jest to okienkowa aplikacja działająca w środowiskach Windows, posiadająca wbudowaną metodę rozwiązywania (*solver*) układów algebraicznych równań nieliniowych wraz z rozbudowanymi bazami

danych zawierającymi m.in. termiczne parametry dużej liczby czynników termodynamicznych występujących w szeroko pojętej technice cieplnej, w tym oczywiście wody i pary wodnej. Producentem oprogramowania jest działająca na terenie USA firma *F-Chart Software* (www.fchart.com).

5.1. Metody rozwiązywania układu równań

Modelowanie matematyczne nie ogranicza się wyłącznie do sformułowania związków pomiędzy poszczególnymi wielkościami i sprowadzenia ich do jak najprostszej postaci. Niewystarczające jest także zapisanie tych zależności w postaci równań analitycznych. Aby model matematyczny był pełny, należy dodatkowo przedstawić odpowiednią metodę rozwiązania opracowanych równań (niewystarczające jest wyłącznie podanie końcowych wyników obliczeń). Zastosowany bowiem algorytm numeryczny decyduje o jakości i dokładności rozwiązania rozpatrywanego problemu.

Problematyka rozwiązywania układów równań, liniowych i nieliniowych, złożonych z dużej ich liczby, jest bardzo obszerna [34, 35, 76], a liczbę wykorzystywanych w praktyce algorytmów można szacować na kilkadziesiąt.

Do rozwiązania otrzymanego w pracy układu algebraicznych równań liniowych wykorzystany został, jak już powyżej zaznaczono, program *Engineering Equation Solver (EES)*.

Rozwiązywanie układu równań oparte jest o jedną z wersji algorytmu Newtona, charakteryzującą się następującymi cechami:

- składniki Jakobianu określane są na drodze obliczeń numerycznych
- układ równań dzielony jest na bloki w celu przyspieszenia zbieżności, podział odbywa się poprzez sondowanie Jakobianu metodą Tarjana.

5.2. Wyniki obliczeń testujących

W tabeli 5.1 podano zestawienie termodynamicznych parametrów czynnika obiegowego w poszczególnych punktach obiegu wodno-parowego bloku 370 MW (rys. 1.2, 4.1–4.10) wraz z ich symbolami. Obliczenia testujące przeprowadzono zakładając kondensacyjną pracę bloku bez jego nadbudowy turbozespołem gazowym oraz brak skojarzenia. Porównanie obliczonych termodynamicznych parametrów z ich

wartościami otrzymanymi za pomocą pomiarów [83, 84] pozwoliło na ocenę poprawności modelu matematycznego bloku z rozdziału 4.

Tabela 5.1

Zestawienie charakterystycznych wielkości występujących w bilansach wody i pary

| L.p. | Oznaczenia zgodne z rys. 5.1 | Opis | Jednostka |
|------|---------------------------------|--|-----------|
| 1 | \dot{m}_1 | Przepływ pary świeżej | [kg/s] |
| 2 | T_1 | Temperatura pary świeżej | [°C] |
| 3 | p_1 | Ciśnienie pary świeżej | [kPa] |
| 4 | T_4 | Temperatura pary wtórnie przegrzanej | [°C] |
| 5 | T_{wIKQ1} | Temperatura wody chłodzącej przed KQ1 | [°C] |
| 6 | N_{el}^{TP} | Moc czynna generatora | [MW] |
| 7 | \dot{m}_2 | Przepływ pary za częścią WP turbiny | [kg/s] |
| 8 | T_2 | Temperatura pary za częścią WP turbiny | [°C] |
| 9 | p_2 | Ciśnienie pary za częścią WP turbiny | [kPa] |
| 10 | \dot{m}_3 | Przepływ pary do przegrzewu wtórnego | [kg/s] |
| 11 | \dot{m}_4 | Przepływ pary wtórnie przegrzanej do części SP turbiny | [kg/s] |
| 12 | p_4 | Ciśnienie pary wtórnie przegrzanej na wylocie z kotła | [°C] |
| 13 | \dot{m}_5 | Przepływ pary do części NP turbiny | [kg/s] |
| 14 | T_5 | Temperatura pary w przelotni SP-NP | [°C] |
| 15 | p_5 | Ciśnienie pary w przelotni SP-NP | [kPa] |
| 16 | \dot{m}_6 | Przepływ pary do skraplacza KQ1 | [kg/s] |
| 17 | T_6 | Temperatura pary w skraplaczu KQ1 | [°C] |
| 18 | p_6 | Ciśnienie pary w skraplaczu KQ1 | [kPa] |
| 19 | \dot{m}_7 | Przepływ kondensatu za pompami PK1/2 | [kg/s] |
| 20 | T_7 | Temperatura kondensatu za pompami PK 1/2 | [°C] |
| 21 | \dot{m}_{10} | Przepływ kondensatu za wymiennikiem XN1 | [kg/s] |
| 22 | T_{10} | Temperatura kondensatu za wymiennikiem XN1 | [°C] |
| 23 | \dot{m}_{11} | Przepływ kondensatu za wymiennikiem XN2 | [kg/s] |
| 24 | T_{11} | Temperatura kondensatu za wymiennikiem XN2 | [°C] |
| 25 | \dot{m}_{12} | Przepływ kondensatu przed wymiennikiem XN3 | [kg/s] |
| 26 | T_{12} | Temperatura kondensatu przed wymiennikiem XN3 | [°C] |
| 27 | \dot{m}_{13} | Przepływ kondensatu za wymiennikiem XN3 | [kg/s] |
| 28 | T_{13} | Temperatura kondensatu za wymiennikiem XN3 | [°C] |
| 29 | \dot{m}_{14} | Przepływ kondensatu za wymiennikiem XN4 | [kg/s] |
| 30 | T_{14} | Temperatura kondensatu za wymiennikiem XN4 | [°C] |

Tabela 5.1 (cd.)

| | | | |
|----|--|---|--------|
| 31 | \dot{m}_{15} | Przepływ kondensatu do zbiornika zasilającego ZZ1 | [kg/s] |
| 32 | T15 | Temperatura kondensatu do zbiornika zasilającego ZZ1 | [°C] |
| 33 | \dot{m}_{16} | Przepływ wody zasilającej do pumpy zasilającej PZ1 | [kg/s] |
| 34 | T16 | Temperatura kondensatu w zbiorniku zasilającym ZZ1 | [°C] |
| 35 | \dot{m}_{17} | Przepływ wody zasilającej przed regeneracją XW | [kg/s] |
| 36 | T17 | Temperatura wody zasilającej przed regeneracją XW | [°C] |
| 37 | \dot{m}_{18} | Przepływ wody zasilającej za wymiennikiem XW1/2 | [kg/s] |
| 38 | T18 | Temperatura wody zasilającej za wymiennikiem XW1/2 | [°C] |
| 39 | \dot{m}_{19} | Przepływ wody zasilającej do kotła za regeneracją XW | [kg/s] |
| 40 | T19 | Temperatura wody zasilającej do kotła za regeneracją XW | [°C] |
| 41 | \dot{m}_{20} | Przepływ pary z upustu A7 do wymiennika XW3/4 | [kg/s] |
| 42 | T20 | Temperatura pary w upuście A7 | [°C] |
| 43 | p20 | Ciśnienie pary w upuście A7 | [kPa] |
| 44 | \dot{m}_{21} | Przepływ pary w upuście A6 | [kg/s] |
| 45 | T21 | Temperatura pary z upustu A6 do wymiennika XW1/2 | [°C] |
| 46 | p21 | Ciśnienie pary w upuście A6 | [kPa] |
| 47 | $\dot{m}_{22} + \dot{m}_{23} + \dot{m}_{47}$ | Przepływ pary z upustu A5 do TP i ZZ1 | [kg/s] |
| 48 | T22 | Temperatura pary w upuście A5 | [°C] |
| 49 | p22 | Ciśnienie pary w upuście A5 | [kPa] |
| 50 | \dot{m}_{24} | Przepływ pary z upustu A4 do wymiennika XN4 | [kg/s] |
| 51 | T24 | Temperatura pary w upuście A4 | [°C] |
| 52 | p24 | Ciśnienie pary w upuście A4 | [kPa] |
| 53 | \dot{m}_{25} | Przepływ pary z upustu A3 do wymiennika XN3 | [kg/s] |
| 54 | T25 | Temperatura pary w upuście A3 | [°C] |
| 55 | p25 | Ciśnienie pary w upuście A3 | [kPa] |
| 56 | \dot{m}_{27} | Przepływ pary z upustu A2 do wymiennika XN2 | [kg/s] |
| 57 | T27 | Temperatura pary w upuście A2 | [°C] |
| 58 | p27 | Ciśnienie pary w upuście A2 | [kPa] |
| 59 | $\dot{m}_{29} + \dot{m}_{57}$ | Przepływ pary z upustu A1 do wymiennika XN1 | [kg/s] |
| 60 | p29 | Ciśnienie pary w upuście A1 | [kPa] |
| 61 | Tw2KQ1 | Temperatura wody chłodzącej za KQ1 | [°C] |

Jak powyżej zaznaczono, testowanie modelu matematycznego bloku energetycznego przeprowadzono porównując wartości uzyskane z obliczeń za pomocą programu EES z

wartościami uzyskanymi podczas pomiarów eksploatacyjnych [83, 84]. Jako wielkości wejściowe przyjęto strumień, temperaturę i ciśnienie pary świeżej, temperaturę pary wtórnie przegrzanej oraz temperaturę wody ochłodzonej przed skraplaczem KQ1, których wartości w programie były równe wielkościom zmierzonym w czasie pomiarów eksploatacyjnych. Temperaturę otoczenia w programie dobrano tak, aby zachodziła równość między zmierzoną a obliczoną temperaturą wody ochłodzonej T_{w1KQ1} .

W tabelach 5.2 i 5.3 przedstawiono porównanie wyników pomiarów z wynikami obliczeń testujących dla przepływów pary świeżej w zakresie 171,6–305,6 kg/s, co odpowiadało mocy elektrycznej 218–370 MW. Dla każdego pomiaru obliczono również błąd względny wg. zależności:

$$\varepsilon = \frac{x_o - x_p}{x_p} \quad (5.1)$$

gdzie:

x_o – wartość obliczona

x_p – wartość otrzymana z pomiaru

Tabela 5.2

Porównanie wyników pomiarów z wynikami obliczeń testujących dla różnych wartości przepływu pary świeżej, dla pomiarów nr 1, 2, 3.

| L.p. | Oznaczenia zgodne z rys. 5.1 | Pomiar 1 | | | Pomiar 2 | | | Pomiar 3 | | |
|------|------------------------------------|-----------------------|----------------------|-------------------|-----------------------|----------------------|-------------------|-----------------------|----------------------|-------------------|
| | | Wartość z obliczeń | Wartość z pomiaru | ε [%] | Wartość z obliczeń | Wartość z pomiaru | ε [%] | Wartość z obliczeń | Wartość z pomiaru | ε [%] |
| 1 | \dot{m}_1 | 305,6 | | | 277,4 | | | 255,3 | | |
| 2 | T_1 | 537,1 | | | 538 | | | 534,9 | | |
| 3 | p_1 | 18216 | | | 18156 | | | 18310 | | |
| 4 | T_4 | 535,4 | | | 532,6 | | | 516,3 | | |
| 5 | T_{w1KQ1} | 30,5 | | | 27,6 | | | 30,5 | | |
| 6 | N_{el}^{IP} | 369,8 | 369,7 | 0,0 | 340,3 | 338,9 | 0,4 | 307,4 | 309,5 | -0,7 |
| 7 | \dot{m}_2 | 302,8 | 304,2 | -0,5 | 274,8 | 272,9 | 0,7 | 252,9 | 254,3 | -0,6 |
| 8 | T_2 | 325,6 | 328,2 | -0,8 | 319,4 | 319,3 | 0,0 | 309,5 | 310,4 | -0,3 |
| 9 | p_2 | 4208 | 4277 | -1,6 | 3842 | 3859 | -0,4 | 3542 | 3552 | -0,3 |
| 10 | \dot{m}_3 | 271,0 | 274,8 | -1,4 | 247,1 | 247,4 | -0,1 | 228,0 | 231,3 | -1,4 |
| 11 | \dot{m}_4 | 271,0 | 274,5 | -1,3 | 247,5 | 247,1 | 0,2 | 228,4 | 231,1 | -1,2 |

Tabela 5.2 (cd.)

| | | | | | | | | | | |
|----|----------------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|------|
| 12 | p_4 | 3940 | 4001 | -1,5 | 3599 | 3610 | -0,3 | 3319 | 3330 | -0,3 |
| 13 | \dot{m}_5 | 223,7 | 228,1 | -1,9 | 204,3 | 206,7 | -1,2 | 188,4 | 193,3 | -2,5 |
| 14 | T_5 | 264,3 | 264,0 | 0,1 | 262,6 | 263,3 | -0,3 | 250,8 | 251,2 | -0,2 |
| 15 | p_5 | 548 | 558 | -1,8 | 501 | 506 | -1,0 | 461 | 466 | -1,1 |
| 16 | \dot{m}_6 | 193 | 195,1 | -1,0 | 175,7 | 176,5 | -0,5 | 162,9 | 166,3 | -2,0 |
| 17 | T_6 | 47,9 | 46,7 | 2,6 | 42,2 | 42,6 | -0,9 | 44,1 | 44,3 | -0,5 |
| 18 | p_6 | 10,3 | 10,43 | -1,0 | 8,3 | 8,44 | -1,7 | 9,2 | 9,3 | -1,1 |
| 19 | \dot{m}_7 | 218 | 223,2 | -2,2 | 197,4 | 201,6 | -2,1 | 182,8 | 189,6 | -3,6 |
| 20 | T_7 | 47,9 | 47,0 | 1,9 | 42,2 | 43,1 | -2,1 | 44,1 | 45,3 | -2,6 |
| 21 | \dot{m}_{10} | 218 | 223,2 | -2,2 | 197,3 | 201,6 | -2,1 | 182,7 | 189,6 | -3,6 |
| 22 | T_{10} | 67,9 | 68,9 | -1,5 | 66,3 | 66,6 | -0,5 | 64,9 | 66,1 | -1,8 |
| 23 | \dot{m}_{11} | 218,2 | 223,2 | -2,2 | 197,3 | 201,6 | -2,1 | 182,7 | 189,6 | -3,6 |
| 24 | T_{11} | 90,5 | 91,0 | -0,5 | 88,6 | 88,8 | -0,2 | 86,7 | 87,4 | -0,8 |
| 25 | \dot{m}_{12} | 242 | 248,3 | -2,6 | 218,6 | 224,2 | -2,5 | 201,9 | 210,4 | -4,0 |
| 26 | T_{12} | 90,8 | 91,0 | -0,2 | 88,8 | 88,8 | 0,0 | 86,9 | 87,4 | -0,6 |
| 27 | \dot{m}_{13} | 241,8 | 248,3 | -2,6 | 218,6 | 224,2 | -2,5 | 201,9 | 210,4 | -4,0 |
| 28 | T_{13} | 126,3 | 129,2 | -2,2 | 124 | 126,8 | -2,2 | 121,7 | 126,8 | -4,0 |
| 29 | \dot{m}_{14} | 242 | 248,3 | -2,6 | 218,6 | 224,2 | -2,5 | 201,9 | 210,4 | -4,0 |
| 30 | T_{14} | 149,0 | 153,5 | -2,9 | 146 | 150,4 | -2,9 | 143,2 | 147,8 | -3,1 |
| 31 | \dot{m}_{15} | 251,8 | 259,4 | -2,9 | 227,3 | 233,8 | -2,8 | 209,8 | 219,2 | -4,3 |
| 32 | T_{15} | 149,1 | 153,5 | -2,9 | 146,1 | 150,4 | -2,9 | 143,2 | 147,8 | -3,1 |
| 33 | \dot{m}_{16} | 304,2 | 313,9 | -3,1 | 276,2 | 281,7 | -2,0 | 254,2 | 262,1 | -3,0 |
| 34 | T_{16} | 180,4 | 181,2 | -0,4 | 176,5 | 177,3 | -0,5 | 173,1 | 177,5 | -2,5 |
| 35 | \dot{m}_{17} | 304,2 | 313,6 | -3,0 | 276,2 | 281,7 | -2,0 | 254,2 | 262,1 | -3,0 |
| 36 | T_{17} | 184,1 | 184,7 | -0,3 | 180,2 | 180,8 | -0,3 | 176,8 | 180,9 | -2,3 |
| 37 | \dot{m}_{18} | 304,2 | 313,6 | -3,0 | 276,2 | 281,5 | -1,9 | 254,2 | 261,7 | -2,9 |
| 38 | T_{18} | 209,7 | 210,5 | -0,4 | 205,8 | 206,3 | -0,2 | 202,4 | 203,3 | -0,4 |
| 39 | \dot{m}_{19} | 304,3 | 313,6 | -3,0 | 276,2 | 281,5 | -1,9 | 254,2 | 261,7 | -2,9 |
| 40 | T_{19} | 249,2 | 249,8 | -0,2 | 244,5 | 244,8 | -0,1 | 240,4 | 241,8 | -0,6 |
| 41 | \dot{m}_{20} | 28,3 | 29,0 | -2,4 | 24,7 | 25,1 | -1,6 | 22,8 | 22,2 | 2,7 |
| 42 | T_{20} | 326 | 328,2 | -0,7 | 319,4 | 318,5 | 0,3 | 309,5 | 310,4 | -0,3 |
| 43 | p_{20} | 4218 | 4277 | -1,4 | 3842 | 3857 | -0,4 | 3542 | 3552 | -0,3 |
| 44 | \dot{m}_{21} | 12,0 | 12,5 | -4,0 | 10,9 | 11,2 | -2,7 | 10,1 | 10,3 | -1,9 |
| 45 | T_{21} | 435 | 436,4 | -0,3 | 432,4 | 435,5 | -0,7 | 417,5 | 418,8 | -0,3 |
| 46 | p_{21} | 2050 | 2086 | -1,7 | 1866 | 1877 | -0,6 | 1719 | 1724 | -0,3 |

Tabela 5.2 (cd.)

| | | | | | | | | | | |
|----|--|------|-------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 47 | $\dot{m}_{22+} \dot{m}_{23}$ + \dot{m}_{47} | 27,1 | 26,2 | 3,4 | 24,4 | 22,6 | 8,0 | 23,1 | 21,5 | 7,4 |
| 48 | T_{22} | 343 | 343,0 | 0,1 | 341,1 | 344 | -0,8 | 327,7 | 329,0 | -0,4 |
| 49 | p_{22} | 1049 | 1067 | -1,7 | 956 | 968 | -1,2 | 880 | 887 | -0,8 |
| 50 | \dot{m}_{24} | 10,0 | 11,1 | -9,9 | 8,7 | 9,6 | -9,4 | 7,9 | 8,8 | -10,2 |
| 51 | T_{24} | 264 | 262,3 | 0,8 | 262,6 | 263,6 | -0,4 | 250,8 | 250,7 | 0,0 |
| 52 | p_{24} | 548 | 558 | -1,8 | 500 | 507 | -1,4 | 461 | 466 | -1,1 |
| 53 | \dot{m}_{25} | 15,6 | 17,1 | -8,8 | 13,9 | 15,5 | -10,3 | 12,7 | 14,3 | -11,2 |
| 54 | T_{25} | 207 | 208,6 | -1,0 | 205,2 | 205,5 | -0,1 | 194,5 | 194,0 | 0,3 |
| 55 | p_{25} | 312 | 316 | -1,3 | 285 | 289 | -1,4 | 263 | 267 | -1,5 |
| 56 | \dot{m}_{27} | 8,0 | 7,9 | 1,3 | 7,3 | 7,2 | 1,4 | 6,5 | 6,5 | 0,0 |
| 57 | T_{27} | 99,2 | 94,9 | 4,5 | 98,2 | 92,1 | 6,6 | 91,8 | 90,5 | 1,4 |
| 58 | p_{27} | 89,1 | 90,3 | -1,3 | 81,5 | 81,9 | -0,5 | 75,2 | 78,6 | -4,3 |
| 59 | $\dot{m}_{29+} \dot{m}_{57}$ | 7,8 | 8,3 | -6,0 | 8,1 | 8,6 | -5,8 | 6,7 | 6,6 | 1,5 |
| 60 | p_{29} | 35,6 | 35,7 | -0,3 | 32,5 | 31 | 4,8 | 29,9 | 35,4 | -15,5 |
| 61 | T_{w2KQ1} | 40,0 | 40,0 | 0,0 | 36,2 | 36,3 | -0,3 | 38,6 | 38,7 | -0,3 |

Tabela 5.3

Porównanie wyników pomiarów z wynikami obliczeń testujących dla różnych wartości przepływu pary świeżej, dla pomiarów nr 4, 5, 6.

| L.p. | Oznaczenia zgodne z rys. 5.1 | Pomiar 4 | | | Pomiar 5 | | | Pomiar 6 | | |
|------|------------------------------------|-----------------------|----------------------|-------------------|-----------------------|----------------------|-------------------|-----------------------|----------------------|-------------------|
| | | Wartość z obliczeń | Wartość z pomiaru | ε [%] | Wartość z obliczeń | Wartość z pomiaru | ε [%] | Wartość z obliczeń | Wartość z pomiaru | ε [%] |
| 1 | \dot{m}_1 | 234,6 | | | 201,4 | | | 171,6 | | |
| 2 | T_1 | 538,0 | | | 535,9 | | | 538,4 | | |
| 3 | p_1 | 17883 | | | 17036 | | | 16552 | | |
| 4 | T_4 | 524,9 | | | 509,8 | | | 516,3 | | |
| 5 | T_{w1KQ1} | 29,6 | | | 26,5 | | | 28,2 | | |
| 6 | N_{el}^{TP} | 292,4 | 289,7 | 0,9 | 246,0 | 249,3 | -1,3 | 214,9 | 217,9 | -1,4 |
| 7 | \dot{m}_2 | 232,4 | 234,0 | -0,7 | 199,5 | 200,1 | -0,3 | 170,0 | 177,0 | -4,0 |
| 8 | T_2 | 305,4 | 309,9 | -1,5 | 301,4 | 300,6 | 0,3 | 291,1 | 293,3 | -0,8 |
| 9 | p_2 | 3265 | 3305 | -1,2 | 2816 | 2813 | 0,1 | 2410 | 2447 | -1,5 |
| 10 | \dot{m}_3 | 210,2 | 213,3 | -1,5 | 181,5 | 183,4 | -1,0 | 155,4 | 158,5 | -2,0 |
| 11 | \dot{m}_4 | 210,6 | 213,0 | -1,1 | 181,8 | 183,0 | -0,7 | 155,7 | 158,3 | -1,6 |
| 12 | p_4 | 3062 | 3093 | -1,0 | 2643 | 2640 | 0,1 | 2264 | 2299 | -1,5 |

Tabela 5.3 (cd.)

| | | | | | | | | | | |
|----|--|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|-------|
| 13 | \dot{m}_5 | 174,9 | 179,0 | -2,3 | 151,6 | 154,5 | -1,9 | 130,8 | 139,5 | -6,2 |
| 14 | T_5 | 257,7 | 258,4 | -0,3 | 247,3 | 248,0 | -0,3 | 252,8 | 253,5 | -0,3 |
| 15 | p_5 | 428 | 435 | -1,6 | 371 | 374 | -0,8 | 320 | 327 | -2,1 |
| 16 | \dot{m}_6 | 151,5 | 154,2 | -1,8 | 131,1 | 133,1 | -1,5 | 114,3 | 116,7 | -2,1 |
| 17 | T_6 | 42,2 | 42,4 | -0,5 | 37,5 | 38,0 | -1,3 | 37,7 | 38,2 | -1,3 |
| 18 | p_6 | 8,31 | 8,37 | -0,7 | 6,44 | 6,63 | -2,9 | 6,5 | 6,7 | -3,0 |
| 19 | \dot{m}_7 | 169,4 | 175,2 | -3,3 | 147,1 | 151,3 | -2,8 | 127,2 | 132,1 | -3,7 |
| 20 | T_7 | 42,2 | 43,5 | -3,0 | 37,5 | 39,4 | -4,8 | 37,7 | 40,2 | -6,2 |
| 21 | \dot{m}_{10} | 169,4 | 175,2 | -3,3 | 147,0 | 151,3 | -2,8 | 127,1 | 132,1 | -3,8 |
| 22 | T_{10} | 63,6 | 64,5 | -1,4 | 60,7 | 61,2 | -0,8 | 58,6 | 59,1 | -0,8 |
| 23 | \dot{m}_{11} | 169,4 | 175,2 | -3,3 | 147 | 151,3 | -2,8 | 127,1 | 132,1 | -3,8 |
| 24 | T_{11} | 85,0 | 85,7 | -0,8 | 81,4 | 82,3 | -1,1 | 77,8 | 79,0 | -1,5 |
| 25 | \dot{m}_{12} | 186,8 | 194,2 | -3,8 | 161,7 | 167,3 | -3,3 | 139,1 | 145,6 | -4,5 |
| 26 | T_{12} | 85,1 | 85,7 | -0,7 | 81,5 | 82,3 | -1,0 | 77,8 | 79,0 | -1,5 |
| 27 | \dot{m}_{13} | 186,6 | 194,2 | -3,9 | 161,7 | 167,3 | -3,3 | 139,1 | 145,6 | -4,5 |
| 28 | T_{13} | 119,6 | 123,1 | -2,8 | 115,3 | 119,1 | -3,2 | 110,8 | 115,5 | -4,1 |
| 29 | \dot{m}_{14} | 186,8 | 194,2 | -3,8 | 161,7 | 167,3 | -3,3 | 139,1 | 145,6 | -4,5 |
| 30 | T_{14} | 140,6 | 145,6 | -3,4 | 135,7 | 140,4 | -3,3 | 130,6 | 136,0 | -4,0 |
| 31 | \dot{m}_{15} | 193,8 | 203,9 | -5,0 | 167,6 | 176,1 | -4,8 | 143,9 | 150,8 | -4,6 |
| 32 | T_{15} | 140,6 | 145,6 | -3,4 | 135,7 | 140,4 | -3,3 | 130,6 | 136,0 | -4,0 |
| 33 | \dot{m}_{16} | 233,5 | 241,6 | -3,4 | 200,5 | 206,7 | -3,0 | 170,8 | 177,4 | -3,7 |
| 34 | T_{16} | 170,0 | 171,0 | -0,6 | 164,2 | 165,0 | -0,5 | 158,4 | 159,5 | -0,7 |
| 35 | \dot{m}_{17} | 233,5 | 241,6 | -3,4 | 200,5 | 206,7 | -3,0 | 170,8 | 177,4 | -3,7 |
| 36 | T_{17} | 173,7 | 174,4 | -0,4 | 167,9 | 168,3 | -0,2 | 162,1 | 163,2 | -0,7 |
| 37 | \dot{m}_{18} | 233,5 | 241,6 | -3,4 | 200,5 | 206,7 | -3,0 | 170,8 | 177,4 | -3,7 |
| 38 | T_{18} | 199,0 | 199,9 | -0,5 | 192,6 | 193,4 | -0,4 | 185,8 | 187,8 | -1,1 |
| 39 | \dot{m}_{19} | 233,5 | 241,6 | -3,4 | 200,5 | 206,7 | -3,0 | 170,8 | 177,4 | -3,7 |
| 40 | T_{19} | 236,2 | 237,2 | -0,4 | 228,6 | 229,4 | -0,3 | 220,5 | 222,1 | -0,7 |
| 41 | \dot{m}_{20} | 19,7 | 20,4 | -3,4 | 15,9 | 16,5 | -3,6 | 12,9 | 13,4 | -3,7 |
| 42 | T_{20} | 305,4 | 309,5 | -1,3 | 301,4 | 300,6 | 0,3 | 291,1 | 293,3 | -0,8 |
| 43 | p_{20} | 3265 | 3302 | -1,1 | 2816 | 2813 | 0,1 | 2409 | 2447 | -1,6 |
| 44 | \dot{m}_{21} | 9,1 | 9,5 | -4,2 | 7,7 | 8,0 | -3,8 | 6,1 | 6,8 | -10,3 |
| 45 | T_{21} | 425,5 | 426,2 | -0,2 | 412,0 | 411,9 | 0,0 | 418,2 | 417,2 | 0,2 |
| 46 | p_{21} | 1588 | 1602 | -0,9 | 1371 | 1369 | 0,1 | 1176 | 1191 | -1,3 |
| 47 | $\dot{m}_{22} + \dot{m}_{23} + \dot{m}_{47}$ | 20,6 | 19,2 | 7,3 | 17,6 | 15,5 | 13,5 | 14,5 | 13,3 | 9,0 |

Tabela 5.3 (cd.)

| | | | | | | | | | | |
|----|------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 48 | T_{22} | 335,3 | 336,0 | -0,2 | 323,4 | 323,0 | 0,1 | 329,4 | 329,0 | 0,1 |
| 49 | p_{22} | 815 | 827 | -1,5 | 705 | 707 | -0,3 | 607 | 614 | -1,1 |
| 50 | \dot{m}_{24} | 7,0 | 7,9 | -11,4 | 5,9 | 6,4 | -7,8 | 4,8 | 5,3 | -9,4 |
| 51 | T_{24} | 257,7 | 257,4 | 0,1 | 247,3 | 247,0 | 0,1 | 252,8 | 252,5 | 0,1 |
| 52 | p_{24} | 428 | 435 | -1,6 | 371 | 375 | -1,1 | 320 | 327 | -2,1 |
| 53 | \dot{m}_{25} | 11,5 | 13,0 | -11,5 | 9,8 | 11,0 | -10,9 | 8,1 | 9,3 | -12,9 |
| 54 | T_{25} | 200,9 | 202,3 | -0,7 | 191,6 | 194,5 | -1,5 | 196,9 | 200,1 | -1,6 |
| 55 | p_{25} | 244 | 250 | -2,4 | 212 | 217 | -2,3 | 183 | 190 | -3,7 |
| 56 | \dot{m}_{27} | 5,8 | 6,0 | -3,3 | 4,9 | 5,1 | -3,9 | 3,9 | 4,2 | -7,1 |
| 57 | T_{27} | 95,0 | 88,3 | 7,6 | 87,4 | 84,5 | 3,4 | 92,2 | 80,8 | 14,1 |
| 58 | p_{27} | 69,9 | 74,0 | -5,5 | 60,6 | 64,9 | -6,6 | 52,7 | 59,4 | -11,3 |
| 59 | $\dot{m}_{29+} \dot{m}_{57}$ | 6,3 | 6,2 | 1,6 | 6,0 | 5,7 | 5,3 | 4,6 | 4,3 | 5,8 |
| 60 | p_{29} | 27,8 | 28,1 | -1,1 | 23,8 | 24,2 | -1,7 | 21,0 | 22,3 | -5,8 |
| 61 | T_{w2KQ1} | 38,1 | 38,7 | -1,6 | 33,0 | 33,3 | -0,9 | 33,8 | 34,0 | -0,6 |

Jak wynika z zamieszczonych w tabelach danych, wyniki obliczeń uzyskanych za pomocą opracowanego modelu wykazują dobrą zgodność z wynikami z pomiarów dla całkowitej kondensacyjnej pracy bloku [83, 84]. Dla większości parametrów wartość błędu względnego nie przekracza 5%, a np. dla mocy elektrycznej, która jest najważniejszym parametrem wejściowym do obliczeń ekonomicznych jest niższa od 1,5%. Największe różnice względne wykazują wartości przepływu pary z upustów A1, A2, A3, A4 oraz A5 turbiny, co oprócz przyjętych uproszczeń spowodowane może być również tym, że wielkości te są niewielkie w porównaniu z przepływami kondensatu, z którymi występują w bilansach.

6. Analiza termodynamiczna i ekonomiczna modernizacji bloku 370 MW do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową turbiną gazową i kotłem odzyskowym

6.1 Wprowadzenie

Przystosowanie bloku 370 MW do pracy skojarzonej skutkować będzie poprawą jego całkowitej efektywności energetycznej, a jednoczesna konwersja do układu gazowo-parowego dwupaliwowego, węglowo-gazowego, dodatkowo zwiększeniem sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Nastąpi także ograniczenie emisji zanieczyszczeń do środowiska naturalnego na megawatogodzinę wyprodukowanej w bloku energii elektrycznej. Mało tego, nastąpi dostosowanie tych emisji do wymogów unijnego pakietu klimatyczno-energetycznego określanego skrótowo mianem 3 × 20, który Polska jako członek Unii Europejskiej jest zobowiązana spełnić do 2020 roku [10].

Poprawie może również ulec efektywność ekonomiczna pracy bloku. Zależać to będzie w głównej mierze od relacji cenowych pomiędzy nośnikami energii, ceny ciepła do cen energii elektrycznej, węgla i gazu oraz od wysokości taryfowych jednostkowych stawek za zanieczyszczanie środowiska naturalnego.

Zgodnie z pakietem klimatyczno-energetycznym wskaźnik emisji CO₂ z bloku, wyrażający ilość kilogramów emisji dwutlenku węgla na megawatogodzinę wyprodukowanej w nim energii elektrycznej E_{el} z ilości E_{ch} energii chemicznej spalnego paliwa, powinien co najwyżej wynosić

$$EF_{CO_2} = \frac{E_{ch} \rho_{CO_2}}{E_{el}} = \frac{\rho_{CO_2}}{\eta_{el}} = 750 \left[\frac{\text{kg}_{CO_2}}{\text{MWh}} \right] \quad (6.1)$$

gdzie ρ_{CO_2} oznacza wyrażoną w kilogramach emisję CO₂ z jednostki energii chemicznej spalnego w bloku paliwa, a η_{el} sprawność netto wytwarzania w nim energii elektrycznej.

W przypadku bloku 370 MW na węgiel kamienny (dla węgla kamiennego emisja CO₂

wynosi $\rho_{CO_2}^{weg} \cong 95 \frac{\text{kg}_{CO_2}}{\text{GJ}} = 342 \frac{\text{kg}_{CO_2}}{\text{MWh}}$; dla gazu ziemnego

$\rho_{\text{CO}_2}^{\text{gaz}} \cong 55 \text{ kg}_{\text{CO}_2} / \text{GJ} = 198 \frac{\text{kg}_{\text{CO}_2}}{\text{MWh}}$; dla węgla brunatnego

$\rho_{\text{CO}_2}^{\text{brun}} \cong 101 \frac{\text{kg}_{\text{CO}_2}}{\text{GJ}} = 364 \frac{\text{kg}_{\text{CO}_2}}{\text{MWh}}$) oraz przy sprawności wytwarzania energii elektrycznej

$\eta_{\text{el}} = 37\%$, wskaźnik EF_{CO_2} przyjmuje wartość:

$$\text{EF}_{\text{CO}_2} = 924 \left[\frac{\text{kg}_{\text{CO}_2}}{\text{MWh}} \right]. \quad (6.2)$$

Aby osiągnąć wskazaną przez Unię Europejską wartość równą co najwyżej $\text{EF}_{\text{CO}_2} = 750 \text{ kg}_{\text{CO}_2} / \text{MWh}$, sprawność elektryczna netto bloku musiałaby wynosić $\eta_{\text{el}} = 45,6\%$. Jest to możliwe do osiągnięcia w układzie gazowo-parowym dwupaliwowym.

Zagadnieniom dostosowania krajowej energetyki do wymagań pakietu poświęcono wiele prac, m.in. [57, 65–69, 75], żadna z nich jednak nie wskazuje *expressis verbis* drogi do osiągnięcia założonych w nim celów. Należy zatem zwrócić uwagę na fakt, że obecnie i w perspektywie najbliższych kilkunastu lat, jedyną realną możliwością spełnienia tych wymagań, będącą przy tym jednocześnie korzystną ze względów energetycznych, jest modernizacja istniejących krajowych węglowych elektrowni do układów gazowo-parowych dwupaliwowych, gazowo-węglowych [58, 59] – rys. 1.2 i 4.1. Modernizacja taka pozostawi przy tym węgiel, co istotne, jako podstawowe w nich paliwo. Zasoby węgla w kraju są bowiem duże i będzie zatem on, i słusznie, jeszcze długo głównym paliwem w krajowej energetyce zawodowej.

Co więcej, modernizacyjne procesy krajowej energetyki zawodowej należy podjąć jeszcze z poniżej wymienionych powodów.

Krajowa energetyka jest mocno zaawansowana wiekiem. Około 60% krajowych mocy wytwórczych jest eksploatowanych co najmniej 30 lat i ma niską sprawność wytwarzania energii elektrycznej, rzędu 32–34%. Sprawność ta jest niższa o ok. 10 punktów procentowych od sprawności osiąganych w elektrowniach w krajach „starej piętnastki” Unii Europejskiej. Krajowa energetyka wymaga bardzo dużych, szacowanych na co najmniej 60 miliardów złotych nakładów inwestycyjnych w okresie do 2020 r. na odnowienie i modernizację oraz kolejnych kilkudziesięciu na budowę nowych źródeł energii. Należy w tym miejscu zaznaczyć, że jednostkowe (na jednostkę zainstalowanej mocy elektrycznej) nakłady inwestycyjne na nadbudowę bloku turbozespołem

gazowym są ok. 4 razy mniejsze (szacunkowo ok. 1,6 mln PLN/MW) niż budowa nowych bloków na parametry nadkrytyczne (szacunkowe jednostkowe nakłady na bloki nadkrytyczne wynoszą ok. 6,5 mln PLN/MW), a środków finansowych generalnie w kraju brakuje. Energetyka jądrowa jest ok. 12 razy droższa. Jednostkowe nakłady na elektrownie jądrowe to co najmniej 18 mln PLN/MW. W Polsce ponadto pierwsze moce jądrowe mają się realnie pojawić dopiero w 2030 roku. Co więcej czas realizacji budowy nowych źródeł energii jest kilkakrotnie dłuższy od czasu nadbudowy istniejących bloków turbozespołem gazowym, który może wynieść zaledwie tylko jeden rok, a w Polsce zaczyna już brakować mocy wytwórczych energii elektrycznej, co stwarza zagrożenie dla pewności zasilania w nią krajowych odbiorców. Mocno ograniczona jest również, do zaledwie 500. megawatów, możliwość importu energii z uwagi na brak odpowiednich zdolności przesyłowych sieci. Zwiększenie zatem mocy bloku w sytuacji szybko zbliżającego się deficytu energii elektrycznej w kraju jest szczególnie ważne. Co więcej, jego skojarzona praca pozwoli ponadto istotnie ograniczyć zużycie paliw pierwotnych i tym samym istotnie zmniejszyć emisję szkodliwych produktów spalania do środowiska naturalnego.

Analiza zatem efektywności energetycznej i ekonomicznej skojarzonej pracy bloku z jednoczesną jego nadbudową turbiną gazową i kotłem odzyskowym (rys. 1.2, 4.1), istotnie zwiększającą jego moc elektryczną i sprawność wytwarzania energii elektrycznej oraz, jak już powyżej zaznaczono, dzięki skojarzonej pracy całkowitą sprawność energetyczną, jest aktualną tematyką ze względu na możliwość zastosowania jej wyników w praktyce.

W pracy analizie poddano blok o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW, będący obok bloku 200. megawatowego podstawowym blokiem w krajowym systemie elektroenergetycznym. W tym celu opracowano model matematyczny bloku z jego modernizacją do pracy skojarzonej i jednoczesną nadbudową turbozespołem gazowym, i kotłem odzyskowym: jedno-, dwu-, i trójciśnieniowym (rozdział 4)). Należy bowiem pamiętać, że istotnym do rozwiązania problemem oprócz dobrania mocy turbiny gazowej do układu jest właśnie dobór do niego typu kotła (liczby stopni w nim ciśnienia) (rozdział 6.2.2.). Konieczna jest analiza odpowiadająca na pytanie, jakiego typu powinien to być kocioł? Czy rzeczywiście powinien to być kocioł odzyskowy na przykład dwuciśnieniowy, a może tylko jedno- lub trójciśnieniowy? Co więcej, należy znaleźć odpowiedzi na kolejne pytania: jakie powierzchnie ogrzewane powinny być w nim zabudowane oraz jakie powinno być ich rozmieszczenie [8]? To kocioł odzyskowy

jest „mózgiem” układów z turbiną gazową. To od typu kotła, od zastosowanych i sposobu rozmieszczenia w nim powierzchni ogrzewanych, od ilości i parametrów termicznych produkowanej w nim pary – wielkości zależnych od mocy cieplnej i temperatury wylotowych z turbiny gazowej spalin – zależy moc elektryczna i cieplna kombinowanych układów gazowo-parowych. W konsekwencji tym samym to od kotła zależy efektywność energetyczna i ekonomiczna ich pracy [7, 8]. Należy przy tym jednak pamiętać, że rozbudowując kocioł o kolejne powierzchnie ogrzewane, że zmniejszając spiętrzenia temperaturowe przy wymianie w nim ciepła, rośnie sprawność układu, ale rosną jednocześnie nakłady inwestycyjne na niego i rurociągi łączące go z turbiną parową, co może pogarszać efektywność ekonomiczną modernizacji [7, 8].

6.2. Efektywność energetyczna przystosowanego do pracy skojarzonej bloku energetycznego 370 MW i jednocześnie nadbudowanego turbiną gazową i kotłem odzyskowym

Całkowita sprawność energetyczna przystosowanego do pracy skojarzonej bloku węglowego i nadbudowanego turbiną gazową oraz kotłem odzyskowym (rys. 1.2, 4.1) wyraża się wzorem:

$$\eta_c = \frac{N_{el}^{El} + \Delta N_{el}^{TP} + N_{el}^{TG} + \dot{Q}_c^{El}}{\dot{E}_{ch}^w + \dot{E}_{ch}^{gaz}} = \frac{N_{el}^{TP} + N_{el}^{TG} + \dot{Q}_c^{El}}{\dot{E}_{ch}^w + \dot{E}_{ch}^{gaz}} \quad (6.3)$$

i w wyniku zmiany termicznych parametrów realizowanego w nim obiegu cieplnego jest większa od sprawności energetycznej bloku przed jego modernizacji:

$$\eta_{el} = \frac{N_{el}^{El}}{\dot{E}_{ch}^{w,El}} \quad (6.4)$$

gdzie:

\dot{E}_{ch}^w , \dot{E}_{ch}^{gaz} , $\dot{E}_{ch}^{w,El}$ – strumienie energii chemicznej węgla i gazu spalane w układzie po nadbudowie bloku turbozespołem gazowym oraz przed nadbudową,

N_{el}^{El} – moc turbozespołu parowego przed nadbudową bloku turbozespołem gazowym,

ΔN_{el}^{TP} – przyrost mocy turbosespołu parowego po nadbudowie bloku turbosespołem gazowym,

$N_{el}^{TP} = N_{el}^{El} + \Delta N_{el}^{TP}$ – moc turbosespołu parowego po nadbudowie bloku turbosespołem gazowym,

N_{el}^{TG} – moc turbosespołu gazowego,

\dot{Q}_c^{El} – moc cieplna bloku.

Istotną wielkością w sytuacji nadbudowy bloku turbiną gazową jest tzw. jego sprawność przyrostowa wytwarzania energii elektrycznej, która definiowana jest jako stosunek przyrostu mocy elektrycznej bloku do zużycia energii chemicznej spalane w turbinie gazowej gazu ziemnego. Sprawność ta wyznaczona dla układu skojarzonego [8]:

$$\eta_{\Delta} = \frac{N_{el}^{TG} + \Delta N_{el}^{TP}}{\dot{E}_{ch}^{gaz}}, \quad (6.5)$$

przyjmuje wartość największą przy braku poboru upustowej pary na potrzeby ciepła grzejnego \dot{Q}_c^{El} , co odpowiada całkowicie kondensacyjnej pracy bloku. Sprawność przyrostowa pozwala porównać układ dwupaliwowy z obecnie najdoskonalszym termodynamicznie klasycznym szeregowym układem gazowo-parowym jednopaliwowym opartym na tej samej turbinie gazowej (rozdział 7, tabela 7.1). Sprawność przyrostowa może być również interpretowana jako pozorna sprawność turbosespołu gazowego działającego w układzie gazowo-parowym. Ze wzoru (6.5) otrzymuje się bowiem, że $\eta_{\Delta} = \eta_{TG} + \Delta\eta_{TG}$, gdzie $\Delta\eta_{TG} = \Delta N_{el}^{TP} / \dot{E}_{ch}^{gaz}$ oznacza wówczas pozorny przyrost sprawności turbosespołu gazowego, a $\dot{E}_{ch}^{gaz} = N_{el}^{TG} / \eta_{TG}$ jest strumieniem energii chemicznej gazu spalane w turbosespole gazowym o sprawności η_{TG} .

Maksymalną wartość (tj. przy braku poboru upustowej pary na potrzeby ciepła grzejnego \dot{Q}_c^{El}) przyjmuje również pozorna sprawność wytwarzania energii elektrycznej w turbosespole parowym po nadbudowie bloku, którą definiuje się jako [8]:

$$\chi = \frac{N_{el}^{El} + \Delta N_{el}^{TP}}{\dot{E}_{ch}^w} = \frac{N_{el}^{TP}}{(\dot{P}W_d)_{pal}}. \quad (6.6)$$

W ujęciu rocznym powyższe wzory przedstawiają się następująco:

$$\eta_{c,R} = \frac{E_{el,R}^{TP} + E_{el,R}^{TG} + Q_{c,R}^{El}}{E_{ch,R}^w + E_{ch,R}^{gaz}} \quad (6.7)$$

$$\eta_{\Delta,R} = \frac{E_{el,R}^{TG} + \Delta E_{el,R}^{TP}}{E_{ch,R}^{gaz}} \quad (6.8)$$

$$\chi_R = \frac{E_{el,R}^{TP}}{E_{ch,R}^w} \quad (6.9)$$

gdzie:

$E_{ch,R}^w$, $E_{ch,R}^{gaz}$ – roczne zużycie energii chemicznej węgla i gazu w układzie po

nadbudowie bloku turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym,

$E_{el,R}^{TP}$ – roczna produkcja energii elektrycznej w turbozespole parowym po nadbudowie bloku turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym,

$\Delta E_{el,R}^{TP}$ – przyrost rocznej produkcji energii elektrycznej w turbozespole parowym w porównaniu z produkcją przed nadbudową bloku,

$E_{el,R}^{TG}$ – roczna produkcja energii elektrycznej w turbozespole gazowym,

$Q_{c,R}^{El}$ – roczna produkcja ciepła w bloku.

Wartości wielkości $E_{ch,R}^w$, $E_{ch,R}^{gaz}$, $E_{el,R}^{TP}$, $\Delta E_{el,R}^{TP}$, $E_{el,R}^{TG}$ zależą od mocy zastosowanej w układzie turbiny gazowej N_{el}^{TG} oraz od struktury kotła odzyskowego.

Termodynamicznym kryterium doboru wielkości mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła gazowego do modernizowanego bloku jest maksymalizacja jego energetycznej sprawności całkowitej:

$$\eta_c = \frac{E_{el,R}^{TP} + E_{el,R}^{TG} + Q_{c,R}^{El}}{E_{ch,R}^w + E_{ch,R}^{gaz}} \rightarrow \max. \quad (6.10)$$

Należy jednak po raz kolejny przypomnieć, że nadrzędnym dla kryterium termodynamicznego jest kryterium ekonomiczne.

6.2.1. Dobór mocy turbiny gazowej do bloku

Obecny poziom technologii nie pozwala jeszcze na projektowanie i produkcję turbin gazowych dla wynikających z obliczeń optymalizacyjnych konkretnych parametrów. Dlatego w układach gazowo-parowych stosuje się istniejące ich konstrukcje o danych sprawnościach i termicznych parametrach pracy. Istotnym natomiast problemem jest dobór mocy turbiny N_{el}^{TG} do modernizowanego układu.

W przypadku równoległego sposobu modernizacji bloku za pomocą turbiny gazowej i kotła odzyskowego (rys. 1.1b, 1.2, 4.1) efektywność energetyczna takiej modernizacji, co wynika ze wzorów (6.3), (6.10), istotnie zależy od mocy N_{el}^{TG} i struktury kotła odzyskowego, rozdział 6.2.2. Konieczna jest zatem optymalizacja zarówno mocy N_{el}^{TG} , jak i struktury kotła przy ich doborze do bloku 370 MW.

Bilans energii turbozespołu gazowego (rów. (4.77)) wyraża wylotowy z niego strumień entalpii spalin:

$$\dot{I}_{sp} = \dot{C}(t_{wyl}^{TG} - t_{ot}) = \frac{N_{el}^{TG}}{\eta_{TG}} - N_{el}^{TG} \quad (6.11)$$

gdzie:

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

t_{wyl}^{TG} , t_{ot} – temperatura spalin wylotowych z turbiny gazowej, temperatura otoczenia,

η_{TG} – sprawność turbozespołu gazowego,

który doprowadzany jest i wykorzystywany w kotle odzyskowym:

$$\dot{I}_{sp} = \frac{\sum_i \Delta \dot{Q}_i}{\eta_{KO}} = \frac{\sum_i \dot{C} \Delta T_i}{\eta_{KO}} \quad (6.12)$$

gdzie:

$\Delta\dot{Q}_i$ – moc cieplna i -tego wymiennika ciepła zabudowanego w kotle odzyskowym,
 ΔT_i – spadek temperatury spalin w i -tym wymienniku ciepła w kotle odzyskowym,
 η_{KO} – sprawność kotła odzyskowego.

Wielkość $\sum_i \Delta\dot{Q}_i = \sum_i \dot{C} \Delta T_i$ we wzorze (6.12) jest sumaryczną mocą cieplną przekazywaną przez spaliny wylotowe z turbiny gazowej parze, wodzie zasilającej i skroplinom ze skraplacza KQ1 w i -tych wymiennikach ciepła typu *spaliny-para wodna* lub *spaliny-woda* zabudowanymi w kotle odzyskowym (rys. 4.1, 6.1–6.6).

Przekształcając wzór (6.11) można z niego wyznaczyć, co istotne, strumień pojemności cieplnej spalin \dot{C} , który jest podstawową wielkością wykorzystywaną w obliczeniach wymiany ciepła w kotle odzyskowym (wzory (4.79)–(4.93), (6.17)):

$$\dot{C} = \dot{m}_{sp}^{TG} \bar{c}_{sp}^{TG} \Big|_{t_{ot}}^{t_{wyl}^{TG}} = \frac{\dot{P}W_d \Big|_{t_{ot}} - N_{el}^{TG}}{t_{wyl}^{TG} - t_{ot}} = \frac{N_{el}^{TG} (1 - \eta_{TG})}{\eta_{TG} (t_{wyl}^{TG} - t_{ot})}, \quad (6.13)$$

przy czym strumień energii chemicznej paliwa spalane w turbinie gazowej wyraża się zależnością:

$$\dot{P}W_d \Big|_{t_{ot}} = \frac{N_{el}^{TG}}{\eta_{TG}}, \quad (6.14)$$

gdzie:

$\bar{c}_{sp}^{TG} \Big|_{t_{ot}}^{t_{wyl}^{TG}}$ – średnia właściwa pojemność cieplna spalin wylotowych z turbiny gazowej,

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

\dot{P} – strumień paliwa spalane w turbinie,

$W_d \Big|_{t_{ot}}$ – wartość opałowa paliwa w temperaturze otoczenia.

Wykorzystując wzory (6.11) i (6.12) można również wyznaczyć sprawność kotła odzyskowego:

$$\eta_{\text{KO}} = \frac{\sum_i \Delta \dot{Q}_i}{\dot{C}(t_{\text{wyl}}^{\text{TG}} - t_{\text{ot}})} = \frac{t_{\text{wyl}}^{\text{TG}} - t_{\text{wyl}}^{\text{KO}}}{t_{\text{wyl}}^{\text{TG}} - t_{\text{ot}}} \quad (6.15)$$

gdzie:

$t_{\text{wyl}}^{\text{KO}}$ – temperatura spalin wylotowych z kotła odzyskowego (w pracy temperaturę $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}}$ przyjęto równą 90°C).

Wzory (6.12)–(6.14) dla rozpatrywanych w pracy przypadków, a więc w „roboczej” już postaci, zapisane są równaniami (4.77)–(4.93).

Jak wynika ze wzorów (6.11) i (6.12) układ równoległy nadbudowy bloku 370 MW turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym cechuje się dużą swobodą w doborze mocy turbozespołu i możliwością wykorzystania entalpii wylotowych z niego spalin w kotle odzyskowym. Moc turbozespołu $N_{\text{el}}^{\text{TG}}$ może być dowolnie duża i zależy od ilości zabudowanych w kotle odzyskowym wymienników ciepła i wartości ich mocy $\Delta \dot{Q}_i$. Ograniczać ją mogą jedynie względy opłacalności ekonomicznej modernizacji i możliwości finansowe inwestora, chociaż to jednak nie one powinny mieć wpływ na wartość tej mocy, a wyłącznie rachunek efektywności ekonomicznej. Ze względów termodynamicznych w im większym stopniu turbina gazowa „odciąży” kocioł węglowy, będący największym źródłem strat energii w układzie (rozdział 1), tym większa będzie efektywność energetyczna wytwarzania w nim energii elektrycznej. Ze względów technicznych wzrost mocy turbiny gazowej jest jednak ograniczony możliwością dopuszczalnego przeciążenia układu łopatkowego turbiny parowej lub dopuszczalnego przeciążenia sprzęgniętego z nią generatora elektrycznego. Maksymalne dopuszczalne przeciążenie generatora GTHW-370 wynosi 406 MW [97]. Jeśli zatem moc ta zostanie przekroczona, to konieczna będzie wymiana generatora na nowy o większej mocy.

Największe przeciążenie turbiny parowej występuje w jej części niskoprężnej NP na skutek przepuszczenia przez nią, pomimo poborów pary do wymienników ciepłowniczych XC2, XC3 i XC4, większej ilości pary niż przy obciążeniu znamionowym. Przy przeciążeniu turbiny wzrastają naprężenia gnące w łopatkach na skutek zwiększonych sił aerodynamicznych, naprężenia w kadłubie i tarczach kierowniczych oraz nacisk osiowy na łożysko oporowe. Najbardziej narażone na niebezpieczeństwo z powodu przeciążenia są łopatki ostatnich stopni niskoprężnej

części NP turbiny. Mają one bowiem nawet bez przeciążenia wysokie naprężenia rozciągające od działania siły odśrodkowej. Bardzo istotną sprawą jest ponadto przy przeciążeniu części NP możliwość niepożądanego stagnacji przepływu pary przez jej ostatnie stopnie [97], co w znacznej mierze zmniejszyłoby jej sprawność wewnętrzną. Strumień pary wylotowej z części NP doprowadzanej przez gardziel do skraplacza może być większy w sposób trwały od przepływu przy obciążeniu znamionowym o ok. 10%. Dla turbiny 18K370 ten znamionowy (referencyjny) przepływ wynosi 195,1 kg/s, maksymalny dopuszczalny 218,2 kg/s [97]. Przy większym przepływie należałoby zwiększyć przekrój gardzieli turbiny i skraplacza lub wymienić je na nowe razem z całą częścią NP turbiny. Oczywiście taka wymiana zwiększy nakłady inwestycyjne na modernizację. Maksymalny przepływ pary z części NP turbiny do skraplacza, przy czasowym ograniczeniu takiej pracy do 2–3 h/dobę, może wynosić ok. 240 kg/s. Przepływ taki ma miejsce przy wyłączonej regeneracji wysokociśnieniowej. Możliwy roczny czas takiej pracy ograniczony jest do ok. 600 h/a [97].

Maksymalne dopuszczalne ciśnienie w skraplaczu wynosi 17–18 kPa, chociaż obliczeniowe (referencyjne) w nim ciśnienie może dochodzić do 25 kPa. Przy tej wartości działa zabezpieczenie wyłączające turbinę (PLK - Praca Luzem Kotła). Problemy zaczynają się już jednak po przekroczeniu ciśnienia ok. 18 kPa, co często ma miejsce w czasie letnich upałów. Skutkuje to wzrostem ciśnienia w kole regulacyjnym, którego dopuszczalną wartością jest 15,2 MPa [97]. Z reguły stosuje się wtedy ograniczenie maksymalnej mocy do np. 350 MW, co zgłaszane jest do Operatora Systemu, który dokonuje odpowiednich korekt w obciążeniu bloku. Jeżeli powstały ubytek mocy/energii można uzupełnić z pozostałych bloków, to elektrownia nie ponosi strat z tego tytułu. Jeżeli nie, musi zapłacić za pokrycie ubytku w produkcji energii kupując ją na rynku bilansującym.

Problem przeciążenia turbozespoły parowego (w układzie szeregowym, Hot Windbox, rys. 1.1a, w wyniku braku kotła odzyskowego problem ten nie występuje) może wystąpić w układzie równoległym (rys. 1.1b, 1.2, 4.1) przy relatywnie dużej mocy turbiny gazowej. Duża wówczas produkcja pary wtórnie przegrzanej oraz pary niskociśnieniowej w kotle odzyskowym, przy jednoczesnym zmniejszeniu poboru upustowej pary do wymienników regeneracji niskoprężnej w wyniku częściowego jej zastąpienia regeneracją w kotle odzyskowym, może istotnie zwiększyć moc części niskoprężnej NP turbiny i przepływ pary do skraplacza. Konieczna będzie wówczas modernizacja zarówno tej części turbiny, jak i skraplacza. Taka modernizacja będzie

jednak inwestycyjnie znacznie tańsza niż zastosowanie układu Hot Windbox, dla którego, jak już zaznaczono, problem przeciążenia turbozespołu parowego nie występuje. Nakłady bowiem na nowy kocioł parowy do układu Hot Windbox będą istotnie większe od nakładów na kocioł odzyskowy i modernizację części NP turbiny parowej w układzie równoległym.

6.2.2. Dobór struktury kotła odzyskowego do bloku

Nadbudowa bloku 370 MW turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym skutkowałą będzie, co ze względów termodynamicznych jest korzystne, zmniejszonym zużyciem węgla w kotle BP-1150 – rys. 1.2, 4.1. Wynika to z częściowego przejęcia produkcji pary przez kocioł odzyskowy od kotła BP-1150. Niezmieniony przy tym pozostaje zasilający turbinę parową jej całkowity strumień \dot{m}_1 (wzór (4.7)). Produkowana w kotle odzyskowym para za pomocą niskotemperaturowej entalpii spalin wylotowych z turbiny gazowej ma, co oczywiste, takie same termiczne parametry, jak para produkowana w kotle węglowym (wzory (4.79)–(4.93)).

Dzięki zmniejszonemu zużyciu węgla w takim samym stopniu zmaleje, co istotne, strata niewykorzystywania górnego zakresu temperaturowego w kotle BP-1150 od temperatury spalania w nim węgla do temperatury produkowanej w nim pary (rozdział 1). Tym samym wzrośnie sprawność wytwarzania energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku. W im większym stopniu zmniejszy się zużycie węgla, a więc im większa będzie moc turbozespołu gazowego, tym mniejsza będzie ta strata i tym wyższa będzie sprawność wytwarzania energii elektrycznej.

Zmniejszenie strat w wytwarzaniu energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku można dodatkowo uzyskać, co istotne, zmniejszając straty egzergii w samym kotle odzyskowym, który jest urządzeniem „sprzęgającym” obieg Joule’a turbiny gazowej z obiegiem Clausiusa-Rankine’a turbiny parowej [8].

6.2.2.1. Analiza termodynamiczna

Kocioł odzyskowy, w którym do produkcji pary (jej termiczne parametry są narzucone przez istniejący układ węglowy) wykorzystywana jest, jak powyżej zaznaczono, niskotemperaturowa entalpia spalin wylotowych z turbiny gazowej,

powinien być „szyty na miarę” do każdego układu [8]. Pozwala na to obecna technologia. Tak jak od mocy turbiny gazowej, tak również i od typu kotła, tj. od liczby stopni w nim ciśnienia (liczby parowaczy), od rodzaju i sposobu rozmieszczenia w nim powierzchni ogrzewanych będzie zależała moc elektryczna zmodernizowanego bloku. Odpowiednio dobrana struktura kotła odzyskowego zwiększy o wartość zmniejszonych w nim strat egzergii moc turbozespołu parowego w zmodernizowanym bloku. Tak więc to i od kotła, który, jak już powyżej wspomniano, jest urządzeniem „sprzęgającym” obieg gazowy z istniejącym obiegiem parowym, będzie zależała efektywność energetyczna i ekonomiczna pracy zmodernizowanego bloku.

Straty egzergii w kotle odzyskowym powstają w wyniku nieodwracalnego przepływu w nim ciepła pomiędzy spalinami a wodą i parą, i w odniesieniu do jednostki czasu wyrażają się wzorem [8]:

$$\delta \dot{B} = T_{ot} \sum \int d\dot{S}_{czyn} = T_{ot} \int (d\dot{S}_{H_2O} + d\dot{S}_{sp}) = T_{ot} \int \left(\frac{d\dot{Q}}{T_{H_2O}} - \frac{d\dot{Q}}{T_{sp}} \right) = \int (\Theta_{sp} - \Theta_{H_2O}) d\dot{Q} \quad (6.16)$$

gdzie Θ ($\Theta = 1 - T_{ot} / T$) jest temperaturą egzergetyczną spalin oraz wody i pary w kotle odzyskowym, T ich temperaturą bezwzględną.

W celu zmniejszenia tych strat należy zbliżyć w kotle odzyskowym rozkłady temperatury spalin i czynnika obiegowego (*metoda przewężeń, ang. pinch* [8, 88]) poprzez zastosowanie kilku stopni ciśnienia, rys. 6.1–6.3. Straty te maleją ze wzrostem ich liczby, rys. 6.4–6.6. W miarę zwiększania w kotle liczby stopni ciśnienia różnica pomiędzy krzywymi kompozycyjnymi spalin oraz wody i pary zmniejsza się, i w granicy zaniknie. Rosną jednak wówczas nakłady inwestycyjne na kocioł odzyskowy i pozostałe urządzenia części parowej układu gazowo-parowego, a tym samym rosną roczne koszty kapitałowe jego działania. Istnieje zatem optimum techniczno-ekonomiczne, które należy znaleźć. W praktyce w kotle odzyskowym stosuje się co najwyżej trzy stopnie ciśnienia [37].

Jak powyżej zaznaczono, termodynamicznym kryterium doboru struktury kotła odzyskowego jest minimalizacja w nim strat strumienia egzergii przy nieodwracalnym przepływie ciepła pomiędzy spalinami, a czynnikiem obiegowym (wodą i jej parą). Całkując równanie (6.16) otrzymuje się [8]:

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

$$+ T_{ot} \sum_k \left(\frac{\dot{Q}_{i+1} - \dot{Q}_i}{T_s^k} - \ln^{a_{sp}} \sqrt{\frac{a_{sp} \dot{Q}_{i+1} + b_{sp}}{a_{sp} \dot{Q}_i + b_{sp}}} \right) \rightarrow \min, \quad (6.17)$$

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 ciepła wymienianego w i -tym wymienniku ciepła (wzory (6.11), (6.12)) pomiędzy spalinami o temperaturze bezwzględnej T_{sp} a wodą i parą o temperaturze bezwzględnej T_{H_2O} .

Na przykład indywidualne krzywe kompozycyjne spalin we wzorze (6.17) i na rys. 6.1–6.3 są liniami prostymi o równaniach $T = a_{sp} \dot{Q} + b_{sp}$ przy czym $a_{sp} = -1/\dot{C}$ (\dot{C} wyznacza się z równania (6.13)).

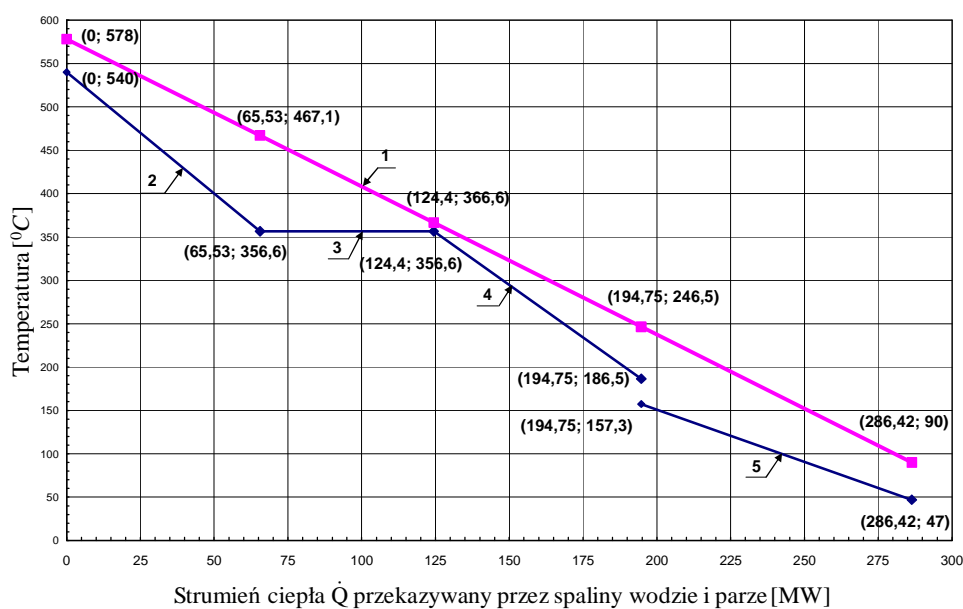
Termodynamicznym kryterium doboru i rozkładu powierzchni powinna być zatem minimalizacja sumy strat egzergii w kotłach: w nowoprojektowanym kotle odzyskowym i istniejącym kotle węglowym BP-1150 z uwzględnieniem takich ograniczeń jak dopuszczalne technicznie zmiany jego obciążenia oraz dopuszczalne zmiany obciążenia istniejącej trzykadłubowej, reakcyjnej turbiny parowej 18K370 i sprzęgniętego z nią generatora GTHW-370.

W kotle odzyskowym należy rozważyć zabudowę takich powierzchni, dla których wyrażenie (6.17) będzie miało jak najmniejszą wartość. Zmniejszanie wartości (6.17) zwiększać jednak będzie, jak powyżej już zaznaczono, nakłady inwestycyjne na kocioł i maleć będzie wówczas efektywność ekonomiczna pracy nadbudowywanego bloku.

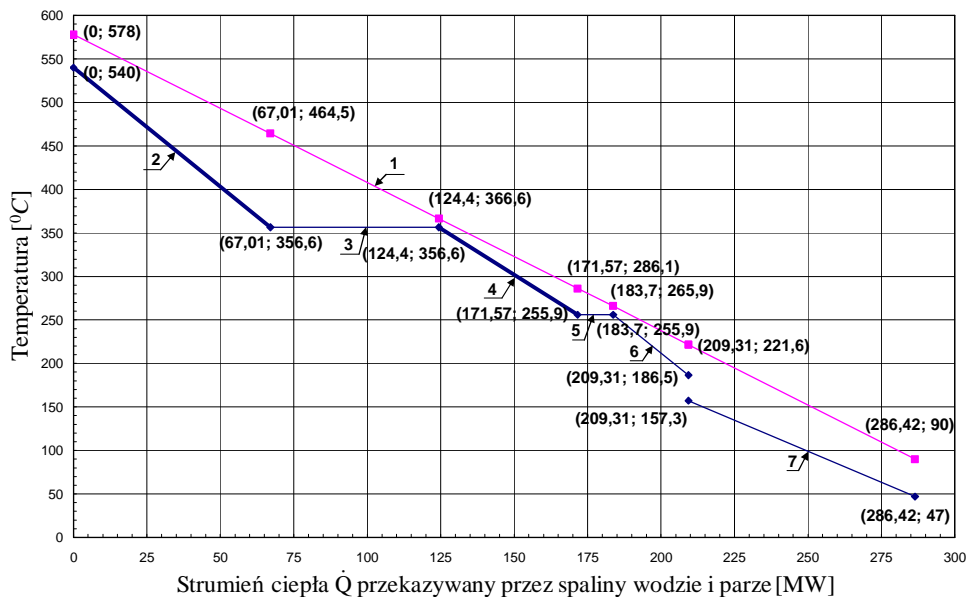
Należy przeanalizować zabudowę w kotle następujących wymienników ciepła: powierzchnie do produkcji pary wysoko-, średnio- i niskociśnieniowej, powierzchnię przegrzewacza międzystopniowego, powierzchnie wymienników regeneracji wysoko- i niskociśnieniowej oraz powierzchnię podgrzewacza skroplin. Liczba możliwych kombinacji doboru powierzchni oraz możliwości ich rozmieszczenia w kotle jest duża. Spośród nich należy odrzucić takie, których realizacja w praktyce powodowałaby niedopuszczalne przeciążenie turbozespołu parowego.

W pracy analizie poddano kotły odzyskowe jedno-, dwu i trójciśnieniowy. Na rysunku 4.10 pokazano zabudowę i rozmieszczenia w nich powierzchni ogrzewanych.

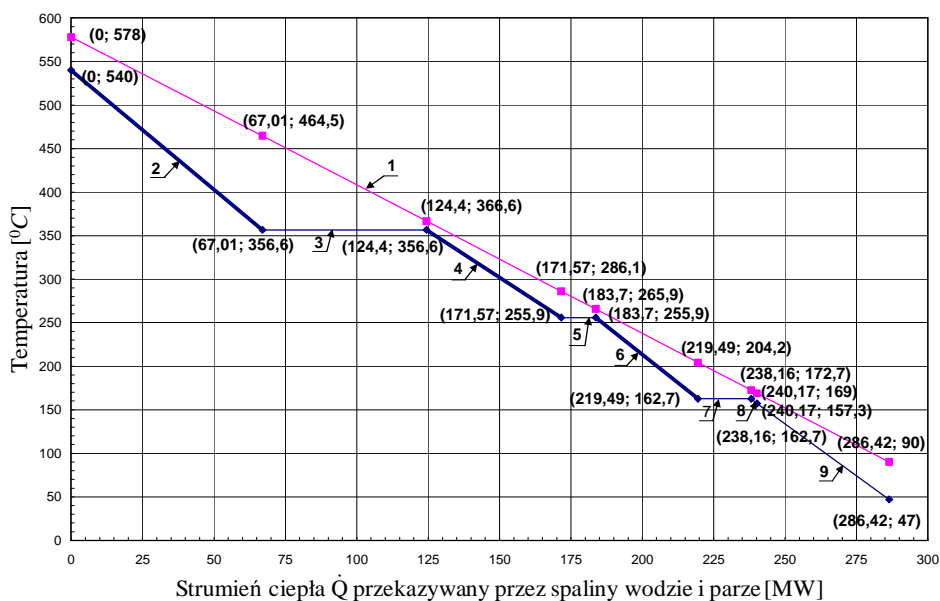
Na rysunkach 6.1–6.3 przedstawiono krzywe kompozycyjne spalin oraz wody i pary w kotłach przy zasilaniu ich spalinami z turbospołu gazowego SGT6 (patrz rozdziały 6.4.2, 6.5.2, 7.2) o znamionowej mocy elektrycznej równej $N_{el}^{TG} = 202$ MW, znamionowej temperaturze wylotowych z niego spalin $t_{wyl,zn}^{TG} = 578^{\circ}C$ oraz znamionowej sprawności wytwarzania energii elektrycznej $\eta_{TG,zn} = 38,1\%$. Temperaturę spalin wylotowych z kotłów odzyskowych przyjęto równą $t_{wyl}^{KO} = 90^{\circ}C$. Na rysunkach 6.4–6.6 przedstawiono straty egzergii w kotłach.



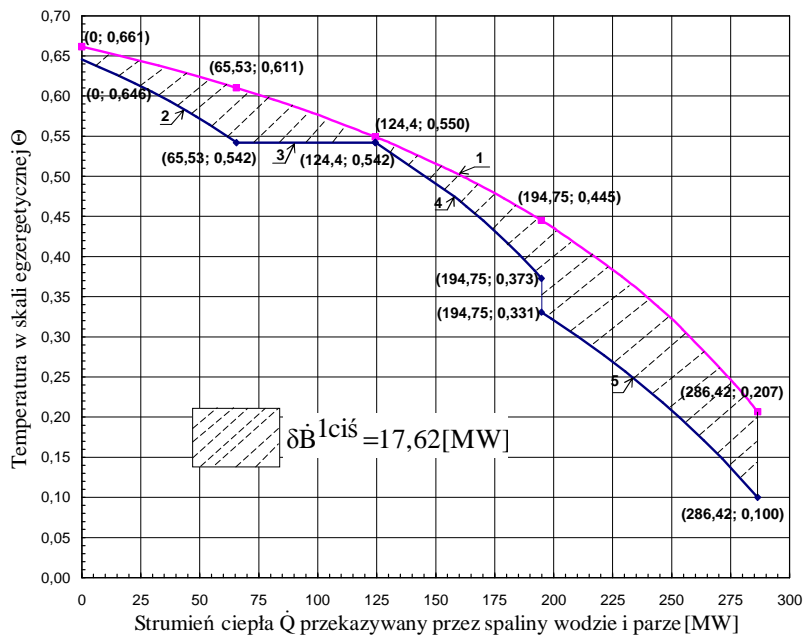
Rys. 6.1. Krzywe kompozycyjne w kotle odzyskowym jednościśnieniowym (1 – krzywa kompozycyjna spalin; 2-5 – krzywe kompozycyjne wody i pary, 2 – przegrzewacz pierwotny, 3 – parowacz wysokociśnieniowy, 4 – ekonomizer, 5 – podgrzewacz regeneracyjny)



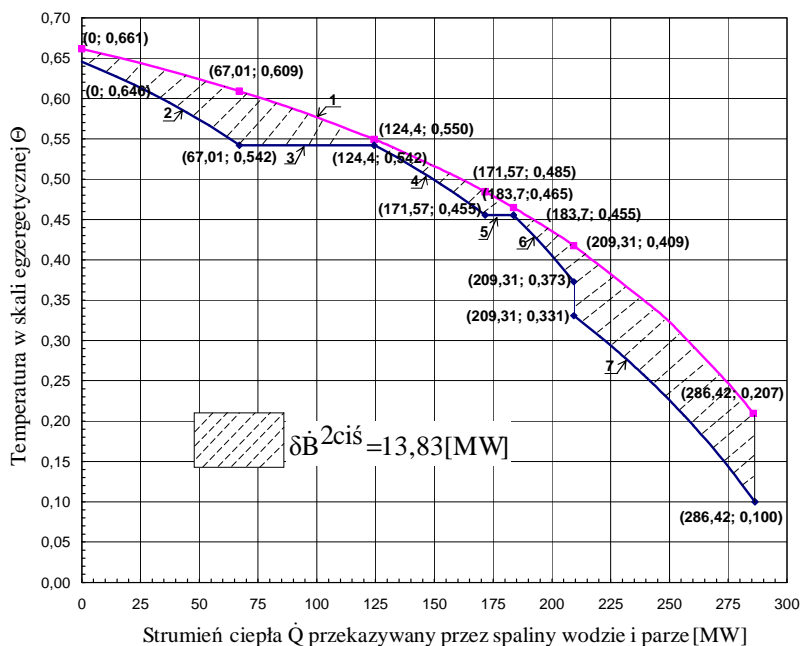
Rys. 6.2. Krzywe kompozycyjne w kotle odzyskowym dwuciśnieniowym (1 – krzywa kompozycyjna spalin; 2-7 – krzywe kompozycyjne wody i pary, 2 – przegrzewacz pierwotny i międzystopniowy II sekcja, 3 – parowacz wysokociśnieniowy, 4 – ekonomizer wysokociśnieniowy i przegrzewacz międzystopniowy I sekcja, 5 – parowacz średniociśnieniowy, 6 – ekonomizer średniociśnieniowy, 7 – podgrzewacz regeneracyjny)



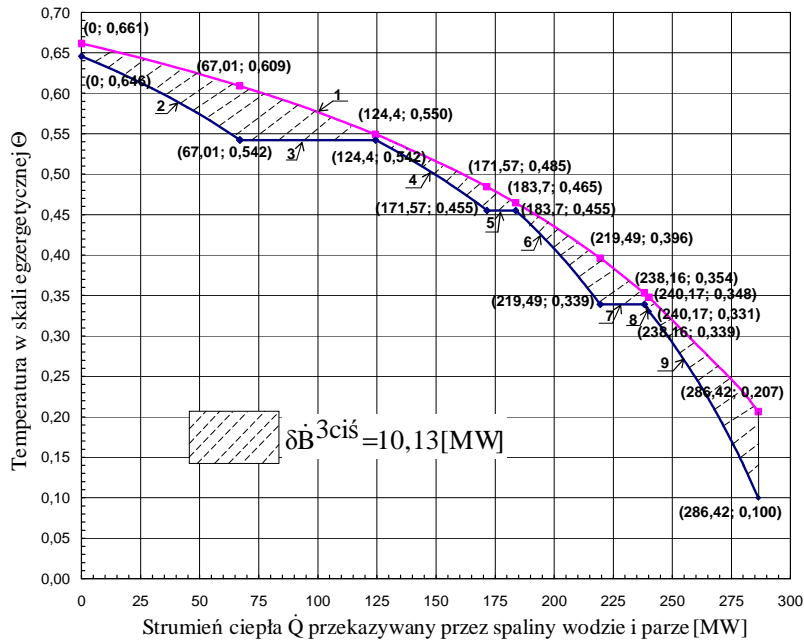
Rys. 6.3. Krzywe kompozycyjne w kotle odzyskowym trójciśnieniowym (1 – krzywa kompozycyjna spalin; 2-9 – krzywe kompozycyjne wody i pary, 2 – przegrzewacz pierwotny i międzystopniowy II sekcja, 3 – parowacz wysokociśnieniowy, 4 – ekonomizer wysokociśnieniowy i przegrzewacz międzystopniowy I sekcja, 5 – parowacz średniociśnieniowy, 6 – ekonomizer średniociśnieniowy i przegrzewacz niskociśnieniowy, 7 – parowacz niskociśnieniowy, 8 – ekonomizer niskociśnieniowy, 9 – podgrzewacz regeneracyjny)



Rys. 6.4. Strata egzergii w kotle odzyskowym jednościennowym (1 – krzywa kompozycyjna spalin; 2-5 – krzywe kompozycyjne wody i pary, 2 – przegrzewacz pierwotny, 3 – parowacz wysokociśnieniowy, 4 – ekonomizer, 5 – podgrzewacz regeneracyjny)



Rys. 6.5. Strata egzergii w kotle odzyskowym dwuciśnieniowym (1 – krzywa kompozycyjna spalin; 2-7 – krzywe kompozycyjne wody i pary, 2 – przegrzewacz pierwotny i międzystopniowy II sekcja, 3 – parowacz wysokociśnieniowy, 4 – ekonomizer wysokociśnieniowy i przegrzewacz międzystopniowy I sekcja, 5 – parowacz średniociśnieniowy, 6 – ekonomizer średniociśnieniowy, 7 – podgrzewacz regeneracyjny)



Rys. 6.6. Strata egzergii w kotle odzyskowym trójciśnieniowym (1 – krzywa kompozycyjna spalin; 2-9 – krzywe kompozycyjne wody i pary, 2 – przegrzewacz pierwotny i międzystopniowy II sekcja, 3 – parowacz wysokociśnieniowy, 4 – ekonomizer wysokociśnieniowy i przegrzewacz międzystopniowy I sekcja, 5 – parowacz średnociśnieniowy, 6 – ekonomizer średnociśnieniowy i przegrzewacz niskociśnieniowy, 7 – parowacz niskociśnieniowy, 8 – ekonomizer niskociśnieniowy, 9 – podgrzewacz regeneracyjny)

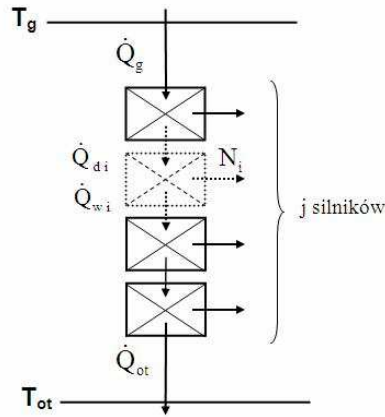
Strata egzergii w kotle odzyskowym jednocieśnieniowym wynosi $\dot{\Delta B}^{1cis} = 17,62$ MW , w kotle dwucieśnieniowym $\dot{\Delta B}^{2cis} = 13,83$ MW i w kotle trójcieśnieniowym $\dot{\Delta B}^{3cis} = 10,13$ MW. O różnicę strat w poszczególnych kotłach większa będzie moc turbiny parowej, co wykazano poniżej.

Strata strumienia egzergii $\dot{\Delta B}$ ogólnie w hierarchicznym „j-obiegowym” układzie – rys. 6.7 – spowodowana jest wyłącznie przyrostem entropii zewnętrznych źródeł ciepła $\sum_1 \Delta S_{zr}$ będących z nim w kontakcie [8] (w praktyce najczęściej dysponujemy dwoma źródłami, $1 = 2$). Zastąpienie bowiem rzeczywistych procesów otwartych obiegami (układami zamkniętymi), co istotnie ułatwia termodynamiczną analizę tych procesów, powoduje że nie występują czynniki doprowadzone i wyprowadzone z układu, a więc przyrosty entropii czynników są równe zero, $\sum_k \Delta S_{czyn} = 0$. A zatem przyrost entropii wszystkich ciał biorących udział w zjawisku wyraża się jedynie przyrostami entropii źródeł ciepła. Przyrost ten można wyrazić wówczas za pomocą sumy przyrostów

entropii przy nieodwracalnym przepływie ciepła pomiędzy źródłami a obiegami i wyłącznie pomiędzy obiegami.

Strata strumienia egzergii egzergii $\delta\dot{B}$ w układzie zamkniętym z dwoma źródłami ciepła o temperaturach T_g i T_{ot} (rys. 6.7) można zatem wyrazić zależnością [8]:

$$\delta\dot{B} = T_{ot} \sum_2 \Delta\dot{S}_{zr} = T_{ot} \left(\frac{\dot{Q}_{ot}}{T_{ot}} - \frac{\dot{Q}_g}{T_g} \right) = \sum_{i=1}^{j+1} \delta\dot{B}_i = T_{ot} \sum_{i=1}^{j+1} \dot{Q}_{di} \frac{\bar{T}_{wi-1} - \bar{T}_{di}}{\bar{T}_{wi-1} \bar{T}_{di}}, \quad (6.18)$$



Rys. 6.7. Schemat hierarchicznego j -obiegowego silnika ciepłego

a moc układu równaniem:

$$\begin{aligned} N &= N_C - \delta\dot{B} = \dot{Q}_g \frac{T_g - T_{ot}}{T_g} - T_{ot} \left(\frac{\dot{Q}_{ot}}{T_{ot}} - \frac{\dot{Q}_g}{T_g} \right) = \\ &= \sum_{i=1}^j N_i = \sum_{i=1}^j (\dot{Q}_{di} - \dot{Q}_{wi}) = \sum_{i=1}^j \dot{Q}_{di} \frac{\bar{T}_{di} - \bar{T}_{wi}}{\bar{T}_{di}} = \\ &= \dot{Q}_g \frac{T_g - T_{ot}}{T_g} - T_{ot} \sum_{i=1}^{j+1} \dot{Q}_{di} \frac{\bar{T}_{wi-1} - \bar{T}_{di}}{\bar{T}_{wi-1} \bar{T}_{di}} \end{aligned} \quad (6.19)$$

gdzie:

j – liczba czynników obiegowych (silników),

N_C, N_i – moc teoretycznego silnika Carnota i moce silników rzeczywistych,

$\dot{Q}_{di}, \dot{Q}_{wi}$ – strumień ciepła doprowadzonego i wyprowadzonego z i -tego obiegu

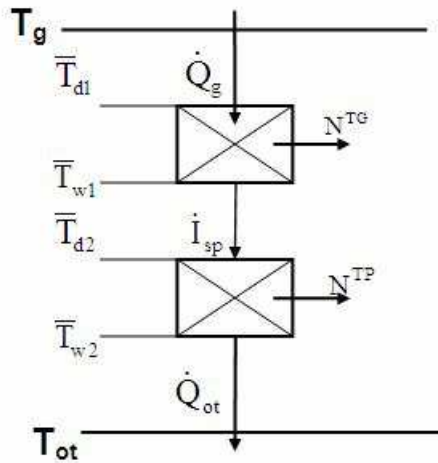
(silnika), przy czym $\dot{Q}_{wi} = \dot{Q}_{di+1}$ oraz $\dot{Q}_{d1} \equiv \dot{Q}_g, \dot{Q}_{dj+1} \equiv \dot{Q}_{ot}$,

\dot{Q}_{ot}, \dot{Q}_g – strumień ciepła wyprowadzonego z układu do otoczenia i doprowadzonego do układu z górnego źródła ciepła,

$\bar{T}_{di}, \bar{T}_{wi}$ – średnia termodynamiczna temperatura czynnika pochłaniającego i oddającego ciepło w i – tym obiegu (silniku), przy czym $\bar{T}_{d,j+1} \equiv T_{ot}$,

$$\bar{T}_{w0} \equiv T_g,$$

T_g – bezwzględna temperatura górnego źródła ciepła.



Rys. 6.8. Schemat hierarchicznego 2-obiegowego, gazowo-parowego, silnika cieplnego

W przypadku układu zamkniętego dwuczynnikowego ($j = 2$), gazowo-parowego, (rys. 6.8), straty egzergii na skutek nieodwracalnego przepływu ciepła pomiędzy źródłami i czynnikami obiegowymi (wzór (6.18)) oraz moc układu (wzór (6.19)) można wyrazić kolejno wzorami:

- strata egzergii

$$\delta \dot{B}^{G-P} = T_{ot} \left(\dot{Q}_g \frac{T_g - \bar{T}_{d1}}{T_g \bar{T}_{d1}} + \dot{i}_{sp} \frac{\bar{T}_{w1} - \bar{T}_{d2}}{\bar{T}_{w1} \bar{T}_{d2}} + \dot{Q}_{ot} \frac{\bar{T}_{w2} - T_{ot}}{\bar{T}_{w2} T_{ot}} \right) \quad (6.20)$$

- moc układu

$$N^{G-P} = N^{TG} + N^{TP} = \dot{Q}_g \frac{\bar{T}_{d1} - \bar{T}_{w1}}{\bar{T}_{d1}} + \dot{I}_{sp} \frac{\bar{T}_{d2} - \bar{T}_{w2}}{\bar{T}_{d2}} = \dot{Q}_g \eta_{TG} + \dot{I}_{sp} \eta_{TP} \quad (6.21)$$

lub wykorzystując końcową postać wzoru (6.19)

$$N^{G-P} = N_C - \delta \dot{B}^{G-P} = \dot{Q}_g \frac{T_g - T_{ot}}{T_g} - T_{ot} \left(\dot{Q}_g \frac{T_g - \bar{T}_{d1}}{T_g \bar{T}_{d1}} + \dot{I}_{sp} \frac{\bar{T}_{w1} - \bar{T}_{d2}}{\bar{T}_{w1} \bar{T}_{d2}} + \dot{Q}_{ot} \frac{\bar{T}_{w2} - T_{ot}}{\bar{T}_{w2} T_{ot}} \right) \quad (6.22)$$

gdzie:

N^{TG} , N^{TP} – moce silników gazowego i parowego,

η_{TG} , η_{TP} – sprawności energetyczne silników gazowego i parowego,

\bar{T}_{d1} , \bar{T}_{w2} – kolejno średnia termodynamiczna temperatura w komorze spalania turbiny gazowej oraz temperatura nasycenia pary w skraplaczu turbiny parowej,

\bar{T}_{w1} , \bar{T}_{d2} – kolejno średnia termodynamiczna temperatura spalin i wody i pary w kotle odzyskowym.

Jedynie na wartość temperatury \bar{T}_{d2} mamy wpływ poprzez zmianę liczby zastosowanych w kotle odzyskowym powierzchni ogrzewanych, ich przeznaczenia i wielkości, ich rozmieszczenia, jak również poprzez zmianę założonych spiętrzeń temperaturowych pomiędzy spalinami a wodą i parą podczas wymiany w kotle ciepła. Natomiast temperatury \bar{T}_{d1} , \bar{T}_{w1} zależą wyłącznie od zastosowanego w układzie turbozespołu gazowego i nie mamy na nie żadnego wpływu, tak samo jak nie mamy wpływu na temperaturę \bar{T}_{w2} , która zależy od temperatury otoczenia.

Wyrażenie

$$T_{ot} \dot{i}_{sp} \frac{\bar{T}_{w1} - \bar{T}_{d2}}{\bar{T}_{w1} \bar{T}_{d2}} \quad (6.23)$$

we wzorze (6.22) oznacza straty egzergii w kotle odzyskowym $\delta\dot{B}_{KO}$. Im zatem wyższa będzie temperatura \bar{T}_{d2} , na którą jak już zaznaczono powyżej mamy wpływ, tym będą one mniejsze (rys. 6.4–6.6), i tym samym o tę wartość zmniejszenia, co należało wykazać, większa będzie moc turbiny parowej (wzór (6.21))

$$N^{TP} = \dot{i}_{sp} \frac{\bar{T}_{d2} - \bar{T}_{w2}}{\bar{T}_{d2}} = \dot{i}_{sp} \eta_{TP} \quad (6.24)$$

Podsumowując, struktura kotła odzyskowego powinna być tak dobrana, aby wyrażenie (6.23) przyjmowało jak najmniejszą wartość. Zmniejszanie wartości (6.23), a więc zmniejszanie w modernizowanym bloku strat egzergii, a tym samym zwiększanie produkcji energii elektrycznej w modernizowanym bloku, zwiększa jednak, jak już zaznaczono, nakłady inwestycyjne na układ, co może skutkować maleniem efektywności ekonomicznej pracy modernizowanego bloku. Istnieje zatem optimum techniczno-ekonomiczne, które modernizujący blok należy znaleźć.

6.2.2.2. Analiza ekonomiczna

Warunkiem koniecznym, jaki musi być spełniony, aby poprawa doskonałości termodynamicznej zmodernizowanego bloku na skutek zastosowania w kotle odzyskowym większej liczby stopni ciśnienia była opłacalna ekonomicznie jest, by osiągnąć w wyniku tego przyrost przychodu z dodatkowej sprzedaży energii elektrycznej powinien być większy od przyrostu rocznych kosztów kapitałowych oraz kosztów konserwacji i remontów związanych ze zwiększeniem nakładów inwestycyjnych o ΔJ^{TG} na modernizowany blok. Zakładając że zmniejszenie strat egzergii w całości przekłada się na zwiększenie mocy elektrycznej bloku, warunek ten można przedstawić zależnością:

$$\Delta(\delta\dot{B})\tau_R e_{el} \geq \Delta J^{TG} (z\rho + \delta_{rem}) \quad (6.25)$$

gdzie:

- e_{el} – średnioroczna jednostkowa cena energii elektrycznej (do obliczeń przyjęto $e_{el} = 170$ PLN/MWh),
- $z\rho + \delta_{rem}$ – roczna stopa obsługi kapitału inwestycyjnego oraz pozostałych kosztów stałych zależnych od nakładów inwestycyjnych [7] (do obliczeń przyjęto $z\rho + \delta_{rem} = 16\%$),
- τ_R – roczny czas pracy przystosowanej do pracy skojarzonej elektrowni (do obliczeń przyjęto $\tau_R = 8424$ h, przy czym okres trwania sezonu grzewczego przyjęto 211 dni i sezonu pozagrzewczego na potrzeby tylko c.w.u. 140 dni dni).

Na podstawie [5–8, 37] wyznaczono następujące wartości szacunkowych nakładów inwestycyjnych pod klucz J^{mod} na modernizację bloku przez nadbudowę turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym:

- dla układu z kotłem odzyskowym jednościśnieniowym

$$J^{TG} = 7,08(N_{el,zn}^{TG})^{0,73} \quad [\text{mln PLN}] \quad (6.26)$$

- dla układu z kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym

$$J^{TG} = 7,78(N_{el,zn}^{TG})^{0,73} \quad [\text{mln PLN}] \quad (6.27)$$

- dla układu z kotłem odzyskowym trójciśnieniowym

$$J^{TG} = 8,57(N_{el,zn}^{TG})^{0,73} \quad [\text{mln PLN}] \quad (6.28)$$

przy czym znamionowe moce elektryczne turbozespołu gazowego $N_{el,zn}^{TG}$ we wzorach (6.26)–(6.28) wyrażone są w megawatach.

Na przykład dla różnicy strat egzergii w kotle odzyskowym dwu- i trójciśnieniowym wynoszącej $\Delta(\delta\dot{B}^{2-3}) = \delta\dot{B}^{2ciś} - \delta\dot{B}^{3ciś} = 13,83 - 10,13 = 3,7 \text{ MW}$, i dla obliczonego za pomocą wzorów (6.27), (6.28) szacunkowego przyrostu nakładów inwestycyjnych o wartość $\Delta J_{3-2ciś}^{TG} = 38 \text{ mln PLN}$, warunek (6.25) nie jest spełniony i w ujęciu liczbowym przedstawia się następująco:

$$3,7 \times 8424 \times 170 = 5\,298\,696 \text{ PLN} \leq 38\,000\,000 \times 0,16 = 6\,080\,000 \text{ PLN}.$$

Instalowanie zatem kotła trójciśnieniowego jest nieuzasadnione ekonomicznie. Aby warunek (6.25) był spełniony, to średnioroczna cena sprzedaży energii elektrycznej z elektrowni musiałaby wówczas wynosić co najmniej $e_{el} = 195 \text{ PLN/MWh}$.

Natomiast dla różnicy strat egzergii w kotle odzyskowym jedno- i dwuciśnieniowym wynoszącej $\Delta(\delta\dot{B}^{1-2}) = \delta\dot{B}^{1ciś} - \delta\dot{B}^{2ciś} = 17,62 - 13,83 = 3,79 \text{ MW}$, i dla wynoszącego wówczas szacunkowego przyrostu nakładów inwestycyjnych o wartość $\Delta J_{2-1ciś}^{TG} = 33,7 \text{ mln PLN}$, warunek (6.25) jest spełniony:

$$3,79 \times 8424 \times 170 = 5\,427\,583 \text{ PLN} \geq 33\,700\,000 \times 0,16 = 5\,392\,000 \text{ PLN}$$

Ekonomicznie uzasadnione jest zatem zainstalowanie w modernizowanym bloku kotła odzyskowego dwuciśnieniowego – rys. 4.1. Taki sam wniosek uzyskano w przypadku nadbudowy bloku 370 MW turbozespołem gazowym, ale bez przystosowania go do pracy skojarzonej [81].

6.2.2.3. Podsumowanie

Termodynamicznym kryterium doboru do modernizowanego bloku typu kotła odzyskowego (liczby stopni w nim ciśnienia) i zastosowanych w nim powierzchni ogrzewanych wraz z ich rozmieszczeniem, jest minimalizacja straty strumienia egzergii w kotle. Im większa będzie liczba stopni w nim ciśnienia, tym większa będzie sprawność wytwarzania energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku. Przy tej samej bowiem ilości spalanej w bloku paliwa większa będzie jego moc elektryczna. Tak więc ze względów termodynamicznych najkorzystniejszym rozwiązaniem byłoby zastosowanie w modernizowanym bloku kotła odzyskowego trójciśnieniowego.

Nadrzędnym jednak kryterium dla kryterium termodynamicznego jest kryterium opłacalności ekonomicznej przedsięwzięcia modernizacyjnego. Kryterium maksymalizacji zysku osiąganego z pracy zmodernizowanego bloku. To ono decyduje o celowości zastosowania konkretnego rozwiązania technicznego.

Jak wykazały ekonomiczne obliczenia, optymalnym rozwiązaniem jest zabudowa w modernizowanym bloku 370 MW kotła odzyskowego dwuciśnieniowego, chociaż ze względów termodynamicznych jest on mniej korzystnym rozwiązaniem niż kocioł trójciśnieniowy. Dalszej zatem analizie ekonomicznej modernizacji bloku 370 MW do pracy skojarzonej i jednocześnie układu gazowo-parowego dwupaliwowego poddano układ wyłącznie z kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym – rys. 4.1.

6.3. Metodyka analizy efektywności ekonomicznej modernizacji bloku 370 MW do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową turbiną gazową i kotłem odzyskowym

Optymalizując parametry techniczne, termodynamiczne, konstrukcję maszyn i urządzeń, strukturę ich połączeń, należy posługiwać się, jak już wielokrotnie wspomniano, kryterium ekonomicznym, gdyż jest ono nadrzędne dla kryterium termodynamicznego.

Analiza termodynamiczna (egzergetyczna, entropijna) pozwala na poszukiwanie możliwości doskonalenia procesów technologicznych i rozwiązań technicznych. W gospodarce rynkowej w ostateczności to jednak kryterium ekonomiczne, kryterium maksymalizacji zysku decyduje o celowości zastosowania konkretnego rozwiązania, to analiza opłacalności ekonomicznej decyduje o podjęciu decyzji inwestycyjnych. Jeżeli inwestor przed podjęciem decyzji o zaangażowaniu środków kapitałowych nie będzie miał wystarczającej pewności, że stopa zwrotu z zainwestowanego kapitału będzie odpowiednio duża, to nie zaryzykuje nawet złotówki.

Należy jednak pamiętać, że analiza ekonomiczna jest możliwa po uprzedniej analizie termodynamicznej. To jej wyniki są wielkościami wejściowymi do analizy ekonomicznej.

Analizując efektywność ekonomiczną modernizacji bloku do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową turbiną gazową (rys. 4.1) istotne jest znalezienie optymalnej wartości mocy turbozespołu gazowego i optymalnej struktury kotła odzyskowego nadbudowujące układ. Nie tylko jednak. Bardzo istotne jest znalezienie

również odpowiedzi na pytania: jakie powinny być relacje cenowe pomiędzy nośnikami energii, pomiędzy cenami węgla, gazu i energii elektrycznej, jakie powinny być wysokości taryfowych jednostkowych stawek za emisję CO₂, CO, NO_x, SO₂ i pyłu do atmosfery, dzięki którym stosowanie w energetyce ekologicznego, ale i zarazem relatywnie drogiego paliwa węglowodorowego jakim jest gaz ziemny, będzie oprócz wysokiej efektywności termodynamicznej również efektywne ekonomicznie? Relacje cenowe i stawki za emisje mają istotny wpływ na optymalną moc turbiny gazowej. Obecnie stawki te są w kraju na bardzo niskim poziomie, są wielokrotnie niższe od stawek w Unii Europejskiej. Hamują tym samym stosowanie turbin gazowych w krajowej energetyce.

6.3.1. Metodyka przyrostowa analizy efektywności ekonomicznej modernizacji bloku 370 MW

Jedną z metod analizy efektywności ekonomicznej modernizacji jest metoda przyrostowa [7]. Jest korzystną i „wygodną” metodą, nie wymaga bowiem, co istotne, wnikania w stan istniejący modernizowanej elektrowni (należy jednak pamiętać, że modernizacja elektrowni ma sens jedynie wówczas, gdy jej stan techniczny pozwala na jej dalszą długoletnią eksploatację). Potrzebne wielkości do wyliczenia progu efektywności ekonomicznej modernizacji to wówczas jedynie przyrosty przychodów uzyskanych dzięki przyrostowi efektów energetycznych osiągniętych w wyniku modernizacji oraz przyrosty kosztów „spowodowanych” nakładami inwestycyjnymi J^{mod} na modernizację, a więc roczne koszty działania nowo powstałego układu. Ogólnie mówiąc koszty działania nowo dobudowanych urządzeń, pomniejszone o koszty działania istniejącego układu, głównie w wyniku zmniejszonego zużycia węgla. Wykorzystując przyrosty przychodów i kosztów można sformułować warunki konieczny i wystarczający ekonomicznej opłacalności modernizacji.

6.3.1.1. Warunki konieczny i wystarczający ekonomicznej opłacalności modernizacji

Warunkiem koniecznym ekonomicznej opłacalności modernizacji bloku 370 MW jest, by przyrost rocznego zysku brutto $\Delta Z_R = (Z_R)^{\text{mod}} - (Z_R)^{\text{ist}}$ osiągnięty w wyniku eksploatacji zmodernizowanego bloku, będący funkcją wspomnianych powyżej

przyrostów, był co najmniej nieujemny i w ogólnym zapisie można przedstawić go relacją:

$$\Delta Z_R = f(\Delta e_{el}, \Delta E_{el,R}, J^{mod}, \Delta K_R, Q_R e_c) \geq 0 \quad (6.29)$$

gdzie:

- Δe_{el} – przyrost jednostkowej (na jednostkę energii) ceny energii elektrycznej;
w ogólnym przypadku zmianie może bowiem ulec również cena sprzedaży energii elektrycznej z $(e_{el})^{ist}$ na $(e_{el})^{mod}$; $\Delta e_{el} = (e_{el})^{mod} - (e_{el})^{ist}$ (obecna średnioroczna cena $(e_{el})^{ist} = 170$ PLN/MWh),
- $\Delta E_{el,R}$ – roczny przyrost produkcji energii elektrycznej,
- J^{mod} – nakłady inwestycyjne na modernizację, nakłady J^{mod} są sumą nakładów na nadbudowę bloku turbiną gazową i kotłem odzyskowym J^{TG} i nakładów na przystosowanie bloku do pracy skojarzonej J^{sk} , $J^{mod} = J^{sk} + J^{TG}$,
- ΔK_R – przyrost rocznych kosztów działania elektrowni,
- $Q_R e_c$ – roczny przychód ze sprzedaży ciepła osiągnany w wyniku modernizacji elektrowni do pracy skojarzonej przy czym: e_c – jednostkowa (na jednostkę energii) cena ciepła, Q_R – roczna produkcja ciepła.

Warunkiem wystarczającym opłacalności ekonomicznej modernizacji elektrowni jest, by przyrost rocznego zysku brutto ΔZ_R z eksploatacji zmodernizowanego bloku gwarantował odpowiednio duży przyrost zdyskontowanego skumulowanego zysku netto ΔNPV^{mod} , relatywnie krótki okres zwrotu $DPBP^{mod}$ poniesionych nakładów inwestycyjnych J^{mod} na modernizację oraz relatywnie wysoką stopę IRR ich oprocentowania, wyższą od stopy r_{kap} jaką można osiągnąć na rynku kapitałowym. Z reguły inwestor chce, aby zysk z inwestycji z uwagi na ponoszone ryzyko inwestowania przewyższał zysk z lokat na rynku kapitałowym. Warunek wystarczający można zapisać relacjami

$$\begin{aligned} \Delta NPV^{mod} &> 0 \\ IRR^{mod} &> r_{kap} \\ DPBP^{mod} &< 15lat \end{aligned} \quad (6.30)$$

6.3.1.2. Minimalna cena ciepła

Roczny zysk z pracy zmodernizowanego do pracy skojarzonej bloku z jednoczesną jego nadbudową turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym w ogólnym przypadku, tj. gdy ulega również zmianie cena sprzedaży energii elektrycznej z $(e_{el})^{ist}$ na $(e_{el})^{mod}$, przedstawia się równaniem:

$$(Z_R)^{mod} = Q_R e_c + [(E_{el,R})^{ist} + E_{el,R}^{TG} \mp \Delta E_{el,R}^{TP}] (e_{el})^{mod} - [(K_R^{El})^{ist} + \Delta K_R^{El}], \quad (6.31)$$

roczny zysk przed modernizacją natomiast wzorem:

$$(Z_R)^{ist} = (E_{el,R})^{ist} (e_{el})^{ist} - (K_R^{El})^{ist} \quad (6.32)$$

i warunek konieczny (6.1) przedstawia się zatem relacją:

$$\begin{aligned} \Delta Z_R &= (Z_R)^{mod} - (Z_R)^{ist} = \\ &= Q_R e_c + (E_{el,R}^{TG} \mp \Delta E_{el,R}^{TP}) (e_{el})^{mod} - \Delta K_R^{El} + (E_{el,R})^{ist} [(e_{el})^{mod} - (e_{el})^{ist}] \geq 0 \end{aligned} \quad (6.33)$$

gdzie:

- $e_c, (e_{el})^{ist}, (e_{el})^{mod}$ – jednostkowa (na jednostkę energii) cena ciepła, energii elektrycznej przed i po modernizacji,
- $(E_{el,R})^{ist}$ – roczna produkcja energii elektrycznej netto loco blok przed modernizacją,
- $E_{el,R}^{TG}$ – roczna produkcja energii elektrycznej netto w turbozespołe gazowym,
- $\Delta E_{el,R}^{TP}$ – roczne zmniejszenie (zwiększenie) produkcji energii elektrycznej netto w turbozespołe parowym; $\Delta E_{el,R}^{TP}$ jest funkcją mocy turbiny gazowej i struktury kotła odzyskowego; w sytuacji częściowego wyłączenia regeneracji niskoprężnej w bloku i zastąpienie jej regeneracją w kotle odzyskowym oraz produkcji w nim pary średnio- i niskociśnieniowej może nastąpić zwiększenie

produkcji energii elektrycznej w turbozespolu parowym pomimo poboru upustowej pary grzejnej do wymienników ciepłowniczych XC2, XC3, XC4 podczas skojarzonej pracy bloku,

- ΔK_R^{El} – przyrost rocznych kosztów działania bloku po modernizacji,
 Q_R – roczna produkcja netto ciepła w przystosowanym do pracy skojarzonej bloku.

Jak wynika ze wzoru (6.33) przychód ze sprzedaży ciepła $Q_R e_c$ i dodatkowej energii elektrycznej $(E_{el,R}^{TG} \mp \Delta E_{el,R}^{TP})(e_{el})^{mod}$ oraz przychód $(E_{el,R})^{ist} [(e_{el})^{mod} - (e_{el})^{ist}]$ związany ze zmianą ceny z $(e_{el})^{ist}$ na $(e_{el})^{mod}$ musi przewyższać przyrost rocznych kosztów działania ΔK_R^{El} zmodernizowanego bloku.

Z zależności (6.33) otrzymuje się warunek konieczny na minimalną cenę e_c ciepła grzejnego Q_R , aby modernizacja bloku do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową turbiną gazową w układzie równoległym była ekonomicznie opłacalna

$$e_c \geq \frac{\Delta K_R^{El} - (E_{el,R}^{TG} \mp \Delta E_{el,R}^{TP})(e_{el})^{mod} - (E_{el,R})^{ist} [(e_{el})^{mod} - (e_{el})^{ist}]}{Q_R}. \quad (6.34)$$

Gdy w zależności (6.34) zachodzi znak równości ($\Delta Z_R = 0$) wówczas cena e_c wyraża jednostkowy (na jednostkę energii) koszt produkcji ciepła $(k_c)^{TG}$

$$(k_c)^{TG} = \frac{(z\rho + \delta_{rem})(J^{sk} + J^{TG}) + K_p + K_{gaz}^{TG} + K_{sr}^{TG} - (\Delta K_{pal}^w)^{sk+TG} - (\Delta K_{sr}^w)^{sk+TG}}{Q_R} - \frac{(E_{el,R}^{TG} \mp \Delta E_{el,R}^{TP})(e_{el})^{mod} + (E_{el,R})^{ist} [(e_{el})^{mod} - (e_{el})^{ist}]}{Q_R} \quad (6.35)$$

przy czym suma kosztów

$$\Delta K_R^{El} = (z\rho + \delta_{rem})(J^{sk} + J^{TG}) + K_p + K_{gaz}^{TG} + K_{sr}^{TG} - (\Delta K_{pal}^w)^{sk+TG} - (\Delta K_{sr}^w)^{sk+TG}, \quad (6.36)$$

stanowi przyrost rocznych kosztów działania bloku związanych z jego modernizacją, tj. koszty związane z nowo powstałym układem ciepłowniczym i gazowym, pomniejszone o spowodowane modernizacją dodatnie efekty ekonomiczne związane z jego częścią węglową gdzie:

- J^{sk} – nakłady inwestycyjne pod klucz na przystosowanie bloku do pracy skojarzonej [15],
- J^{TG} – nakłady inwestycyjne pod klucz na nadbudowę bloku turbiną gazową i kotłem odzyskowym,
- K_p – koszt energii elektrycznej do napędu pomp przetłaczających wodę sieciową i pomp uzupełniających instalację uzupełniania magistrali ciepłowniczej utrzymującą w niej konieczne ciśnienie statyczne wody sieciowej,
- K_{gaz}^{TG} – koszt gazu ziemnego spalanego w turbinie gazowej,
- K_{sr}^{TG} – koszt za gospodarcze korzystanie ze środowiska w wyniku spalania gazu ziemnego w turbinie gazowej,
- $(\Delta K_{pal}^w)^{sk+TG}$ – zmniejszenie kosztu zakupu węgla w zmodernizowanym bloku,
- $(\Delta K_{sr}^w)^{sk+TG}$ – zmniejszenie kosztu za gospodarcze korzystanie ze środowiska w wyniku zmniejszonej ilości spalanego rocznie węgla w zmodernizowanym bloku,
- $zp + \delta_{rem}$ – roczna stopa obsługi kapitału inwestycyjnego oraz pozostałych kosztów stałych zależnych od nakładów inwestycyjnych (koszty konserwacji, remontów urządzeń) [7].

Zmniejszenia kosztów $(\Delta K_{pal}^w)^{sk+TG}$, $(\Delta K_{sr}^w)^{sk+TG}$ zależą od mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego.

W przypadku wyłącznie skojarzonej pracy bloku bez jego nadbudowy turbiną gazową i kotłem odzyskowym, jednostkowy koszt produkcji ciepła przedstawia się poniższymi wzorami [15]

- dla skojarzonej pracy bloku bez kompensacji jego mocy elektrycznej koszt ten wynika z relacji

$$\begin{aligned} (Z_R)^{\text{mod}} &= Q_R e_c + [(E_{\text{el},R})^{\text{ist}} - \Delta E_{\text{el},R}^{\text{El}}](e_{\text{el}})^{\text{mod}} - [(K_R^{\text{El}})^{\text{ist}} + \Delta K_R^{\text{El}}] \geq \\ &\geq (Z_R)^{\text{ist}} = (E_{\text{el},R})^{\text{ist}} (e_{\text{el}})^{\text{ist}} - (K_R^{\text{El}})^{\text{ist}} \end{aligned} \quad (6.37)$$

i wynosi

$$k_c = \frac{(z\rho + \delta_{\text{rem}})J^{\text{sk}} + K_P + \Delta E_{\text{el},R}^{\text{El}} (e_{\text{el}})^{\text{mod}} - (E_{\text{el},R})^{\text{ist}} [(e_{\text{el}})^{\text{mod}} - (e_{\text{el}})^{\text{ist}}]}{Q_R}, \quad (6.38)$$

gdzie:

$\Delta E_{\text{el},R}^{\text{El}}$ – roczne zmniejszenie produkcji energii elektrycznej netto w bloku w wyniku jego skojarzonej pracy,

- dla skojarzonej pracy z kompensacją mocy elektrycznej koszt ten wynika z zależności

$$\begin{aligned} (Z_R)^{\text{mod}} &= Q_R e_c + (E_{\text{el},R})^{\text{ist}} (e_{\text{el}})^{\text{mod}} - [(K_R^{\text{El}})^{\text{ist}} + \Delta K_R^{\text{El}}] \geq \\ &\geq (Z_R)^{\text{ist}} = (E_{\text{el},R})^{\text{ist}} (e_{\text{el}})^{\text{ist}} - (K_R^{\text{El}})^{\text{ist}} \end{aligned} \quad (6.39)$$

i wyraża się wzorem

$$(k_c)^{\text{kom}} = \frac{(z\rho + \delta_{\text{rem}})J^{\text{sk}} + K_P + (\Delta K_{\text{pal}}^{\text{w}})^{\text{kom}} + (\Delta K_{\text{sr}}^{\text{w}})^{\text{kom}} - (E_{\text{el},R})^{\text{ist}} [(e_{\text{el}})^{\text{mod}} - (e_{\text{el}})^{\text{ist}}]}{Q_R} \quad (6.40)$$

gdzie:

$(\Delta K_{\text{pal}}^{\text{w}})^{\text{kom}}$ – roczne zwiększenie zakupu węgla na kompensację (przywrócenie) produkcji energii elektrycznej $\Delta E_{\text{el},R}^{\text{El}}$,

$(\Delta K_{\text{sr}}^{\text{w}})^{\text{kom}}$ – przyrost opłat za zanieczyszczanie środowiska naturalnego związanych z dodatkową ilością energii chemicznej spalane go rocznie węgla na kompensację.

Aby opłacalna była modernizacja bloku do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym nad wyłącznie

przystosowaniem go do pracy skojarzonej, to muszą być spełnione następujące zależności

$$(k_c)^{TG} - k_c \leq 0 \quad (6.41)$$

$$(k_c)^{TG} - (k_c)^{kom} \leq 0 \quad (6.42)$$

Warunek (6.42) jest „ostrzejszy” od warunku (6.41), gdyż na ogół zachodzi zależność $(k_c)^{kom} < k_c$ [15], bowiem suma przyrostu kosztów związanych z dodatkową ilością energii chemicznej spalanej rocznie w bloku węgla na kompensację produkcji energii elektrycznej jest mniejsza od utraconego przychodu z jej sprzedaży (wzory (6.38), (6.40))

$$(\Delta K_{pal}^w)^{kom} + (\Delta K_{sr}^w)^{kom} < \Delta E_{el,R}^{El} (e_{el})^{mod}. \quad (6.43)$$

6.3.1.3. Graniczna cena energii elektrycznej

Z zależności (6.41) i (6.42) można otrzymać relacje na graniczną (minimalną) cenę energii elektrycznej, przy której ze względów ekonomicznych opłacalna będzie modernizacja bloku do pracy skojarzonej z nadbudową turbiną gazową w układzie równoległym niż tylko jego przystosowanie do skojarzenia:

- dla przypadku bez kompensacji mocy elektrycznej bloku

$$e_{el}^{gr} \geq \frac{(z\rho + \delta_{rem})J^{TG} + K_{gaz}^{TG} + K_{sr}^{TG} - (\Delta K_{pal}^w)^{sk+TG} - (\Delta K_{sr}^w)^{sk+TG}}{E_{el,R}^{TG} \mp \Delta E_{el,R}^{TP} + \Delta E_{el,R}^{El}} \quad (6.44)$$

- dla przypadku z kompensacją

$$e_{el}^{gr} \geq \frac{(z\rho + \delta_{rem})J^{TG} + K_{gaz}^{TG} + K_{sr}^{TG} - (\Delta K_{pal}^w)^{sk+TG} - (\Delta K_{sr}^w)^{sk+TG} - (\Delta K_{pal}^w)^{kom} - (\Delta K_{sr}^w)^{kom}}{E_{el,R}^{TG} \mp \Delta E_{el,R}^{TP}} \quad (6.45)$$

Koszt gazu ziemnego spalane go w turbinie gazowej wyraża się wzorem

$$K_{\text{gaz}}^{\text{TG}} = E_{\text{ch,R}}^{\text{gaz}} e_g \quad (6.46)$$

gdzie $E_{\text{ch,R}}^{\text{gaz}}$ oznacza roczne zużycia energii chemicznej gazu zależące od mocy turbozespołu gazowego, e_g jednostkową (na jednostkę energii) cenę gazu.

Zmniejszenie kosztu (zwiększenie dla przypadku skojarzonej pracy bloku z kompensacją jego mocy elektrycznej) zakupu węgla spalane go w istniejącym kotle parowym wynosi

$$\Delta K_{\text{pal}}^{\text{w}} = \Delta E_{\text{ch,R}}^{\text{w}} e_{\text{pal}} \quad (6.47)$$

gdzie:

e_{pal} – jednostkowa (na jednostkę energii) cena węgla,

$\Delta E_{\text{ch,R}}^{\text{w}}$ – roczne zmniejszenie (roczne zwiększenie dla pracy z kompensacją mocy) zużycia w bloku energii chemicznej węgla.

W przypadku skojarzonej pracy bloku z jego nadbudową turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym za $\Delta E_{\text{ch,R}}^{\text{w}}$ we wzorze (6.47) należy podstawić wartość $(\Delta E_{\text{ch,R}}^{\text{w}})^{\text{sk+TG}}$, w układzie bez nadbudowy, ale z kompensacją mocy $(\Delta E_{\text{ch,R}}^{\text{w}})^{\text{kom}}$.

Koszt środowiskowy $K_{\text{śr}}^{\text{TG}}$ dla układu gazowego oraz zmniejszenie (zwiększenie dla pracy z kompensacją mocy) kosztu $\Delta K_{\text{śr}}^{\text{w}}$ związane go ze zmniejszeniem (zwiększeniem dla pracy z kompensacją mocy) ilości spalane go rocznie w bloku węgla zależą od taryfowych jednostkowych stawek za gospodarcze korzystanie ze środowiska i wyrażają się wzorami

$$K_{\text{śr}}^{\text{TG}} = E_{\text{ch,R}}^{\text{gaz}} (\rho_{\text{gCO}_2} p_{\text{CO}_2} + \rho_{\text{gCO}} p_{\text{CO}} + \rho_{\text{gSO}_2} p_{\text{SO}_2} + \rho_{\text{gNO}_x} p_{\text{NO}_x}), \quad (6.48)$$

$$\Delta K_{\text{śr}}^{\text{pal}} = \Delta E_{\text{ch,R}}^{\text{w}} (\rho_{\text{wCO}_2} p_{\text{CO}_2} + \rho_{\text{wCO}} p_{\text{CO}} + \rho_{\text{wSO}_2} p_{\text{SO}_2} + \rho_{\text{wNO}_x} p_{\text{NO}_x} + \rho_{\text{wpył}} p_{\text{pył}}), \quad (6.49)$$

gdzie:

$p_{CO_2}, p_{CO}, p_{NO_x}, p_{SO_2}, p_{pył}$ – jednostkowa stawka za emisję $CO_2, CO, NO_x, SO_2,$
pyłu, PLN/kg,

$\rho_{gCO_2}, \rho_{gCO}, \rho_{gNO_x}, \rho_{gSO_2}$ – emisja CO_2, CO, NO_x, SO_2 na jednostkę energii
chemicznej gazu, kg/GJ,

$\rho_{wCO_2}, \rho_{wCO}, \rho_{wNO_x}, \rho_{wSO_2}, \rho_{wpył}$ – emisja $CO_2, CO, NO_x, SO_2,$ pyłu na jednostkę
energii chemicznej węgla, kg/GJ.

W przypadku skojarzonej pracy bloku z nadbudową układu turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym za $\Delta E_{ch,R}^w$ we wzorze (6.49) należy podstawić wartość $(\Delta E_{ch,R}^w)^{sk+TG}$, w układzie bez nadbudowy, ale z kompensacją mocy $(\Delta E_{ch,R}^w)^{kom}$.

Całkowity koszt ochrony środowiska w układzie węglowym wyraża się wzorem

$$\Delta K_{\text{sr}}^w = \Delta K_{\text{sr}}^{\text{pal}} + \Delta K_{\text{sr}}^{\text{pozapal}} \quad (6.50)$$

Koszt pozapaliwowy $\Delta K_{\text{sr}}^{\text{pozapal}}$ obejmuje koszty utylizacji popiołu i żużla, składowania odpadów, poboru wody i zrzutu ścieków, zakupu i transportu chemikaliów do uzdatniania wody (demineralizacji i dekarbonizacji), mączki wapiennej i pozostałych chemikaliów do instalacji mokrego odsiarczania spalin IOS oraz koszt mocznika do instalacji redukcji NO_x .

W ujęciu liczbowym wzór (6.50) w funkcji jednostkowych stawek za emisje $p_{CO_2}, p_{CO}, p_{NO_x}, p_{SO_2}, p_{pył}$ przedstawia się równaniem:

$$\Delta K_{\text{sr}}^w = \Delta E_{ch,R}^w [0,44 + \rho_{wCO_2} (p_{CO_2} - 0,00025) + \rho_{wCO} (p_{CO} - 0,11) + \rho_{wSO_2} (p_{SO_2} - 0,46) + \rho_{wNO_x} (p_{NO_x} - 0,46) + \rho_{wpył} (p_{pył} - 0,31)], \quad [\text{PLN}] \quad (6.51)$$

gdzie zmniejszenie (zwiększenie dla pracy z kompensacją mocy elektrycznej) zużycia węgla $\Delta E_{ch,R}^w$ wyrażone jest w GJ/a, jednostkowe stawki $p_{CO_2}, p_{CO}, p_{NO_x}, p_{SO_2}, p_{pył}$ w PLN/kg. Wartości emisji CO_2, CO, NO_x, SO_2 i pyłu we wzorze (6.51) wynoszą [6]: $\rho_{wCO_2} = 96,35 \text{ kgCO}_2/\text{GJ}$, $\rho_{wCO} = 0,01 \text{ kgCO}/\text{GJ}$, $\rho_{wNO_x} = 0,164 \text{ kgNO}_x/\text{GJ}$, $\rho_{wSO_2} = 0,056 \text{ kgSO}_2/\text{GJ}$ (sprawność instalacji mokrego odsiarczania spalin wynosi $\eta_{IOS} = 0,913$),

$\rho_{\text{wpył}} = 0,007 \text{ kg}_{\text{pył}}/\text{GJ}$ (sprawność elektrofiltrowy wynosi $\eta_{\text{ef}} = 0,9988$), a koszt 0,44 PLN/GJ [97] wyznaczony został przy powyższych wartościach emisji oraz przy następujących, obowiązujących aktualnie w Polsce, wartościach jednostkowych stawek za te emisje: $p_{\text{CO}_2} = 0,00025 \text{ PLN/kg}$, $p_{\text{CO}} = 0,11 \text{ PLN/kg}$, $p_{\text{NO}_x} = 0,46 \text{ PLN/kg}$, $p_{\text{SO}_2} = 0,46 \text{ PLN/kg}$, $p_{\text{pył}} = 0,31 \text{ PLN/kg}$. Należy zaznaczyć, że stawki te są na bardzo niskim poziomie i nie zachęcają zatem do stosowania w krajowej elektroenergetyce ekologicznych i wysokosprawnych technologii oraz ekologicznych paliw.

Wartości emisji CO_2 , CO , NO_x , SO_2 przy spalaniu gazu ziemnego w turbinach gazowych są, co bardzo ważne, istotnie niższe i wynoszą: $\rho_{\text{gCO}_2} = 55 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{GJ}$, $\rho_{\text{gCO}} = 0,0 \text{ kg}_{\text{CO}}/\text{GJ}$, $\rho_{\text{gNO}_x} = 0,02 \text{ kg}_{\text{NO}_x}/\text{GJ}$, $\rho_{\text{gSO}_2} = 0,0 \text{ kg}_{\text{SO}_2}/\text{GJ}$.

Relacje (6.34), (6.44), (6.45) z wykorzystaniem zależności (6.46)÷(6.51) umożliwiają „szeroką” dyskusję nad wpływem różnych wielkości i parametrów (na przykład jednostkowych stawek za emisję CO_2 , CO , NO_x , SO_2 , pyłu) na efektywność ekonomiczną modernizacji. Zwroty relacji mniejszościowych w nierównościach (6.34), (6.44), (6.45) w głównej mierze zależą od stosunku ceny energii elektrycznej do cen gazu i węgla oraz od mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego. Jak już bowiem zaznaczono, moc turbozespołu gazowego i struktura kotła odzyskowego determinują nakłady inwestycyjne J^{TG} oraz roczne zużycie gazu $E_{\text{ch,R}}^{\text{gaz}}$ w turbinie i roczne zmniejszenie zużycia węgla $(\Delta E_{\text{ch,R}}^{\text{w}})^{\text{sk+TG}}$ w bloku (w przypadku bez nadbudowy, ale z kompensacją mocy następuje zwiększenie zużycia energii chemicznej węgla o wartość $(\Delta E_{\text{ch,R}}^{\text{w}})^{\text{kom}}$). Wykorzystując nierówności (6.34), (6.44), (6.45) można, co istotne, wyznaczyć taką minimalną wysokość jednostkowych stawek p_{CO_2} , p_{CO} , p_{NO_x} , p_{SO_2} , $p_{\text{pył}}$ w funkcji cen nośników energii e_{el} , e_{g} , e_{pal} (a więc i dla aktualnych cen), przy których spełnione będą relacje większościowe zapisane tymi zależnościami. Pozwalają zatem na ustalenie takich minimalnych wartości jednostkowych stawek, dzięki którym stosowanie w energetyce ekologicznego, ale i zarazem relatywnie drogiego paliwa węglowodorowego, jakim jest gaz ziemny, będzie oprócz wysokiej efektywności termodynamicznej również efektywne ekonomicznie.

6.3.2. Końcowe postacie warunków koniecznych na minimalną cenę ciepła oraz graniczną cenę energii elektrycznej

Podstawiając zależności (6.46) ÷ (6.51) do relacji (6.34), (6.44), (6.45) otrzymuje się końcowe postacie warunków koniecznych ekonomicznej opłacalności modernizacji istniejącego węglowego bloku przez nadbudowę turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym z jednoczesnym jego przystosowaniem do pracy skojarzonej:

- warunek konieczny na minimalną cenę e_c ciepła grzejnego Q_R , aby modernizacja bloku do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową turbiną gazową w układzie równoległym była ekonomicznie opłacalna

$$\begin{aligned}
 e_c \geq (k_c)^{TG} = & \frac{(z\rho + \delta_{rem})(J^{sk} + J^{TG}) + K_P + E_{ch,R}^{gaz} e_g - (\Delta E_{ch,R}^w)^{sk+TG} e_{pal}}{Q_R} - \\
 & - \frac{(E_{el,R}^{TG,brutto} \mp \Delta E_{el,R}^{TP,brutto})(1 - \varepsilon_{el}^{mod})(e_{el})^{mod} + (E_{el,R})^{ist} [(e_{el})^{mod} - (e_{el})^{ist}]}{Q_R} + \\
 & + \frac{E_{ch,R}^{gaz} (\rho_{gCO_2} p_{CO_2} + \rho_{gCO} p_{CO} + \rho_{gSO_2} p_{SO_2} + \rho_{gNO_x} p_{NO_x})}{Q_R} - \\
 & - (\Delta E_{ch,R}^w)^{sk+TG} \left[\frac{0,44 + \rho_{wCO_2} (p_{CO_2} - 0,00025) + \rho_{wCO} (p_{CO} - 0,11)}{Q_R} + \right. \\
 & \left. + \frac{\rho_{wSO_2} (p_{SO_2} - 0,46) + \rho_{wNO_x} (p_{NO_x} - 0,46) + \rho_{wpył} (p_{pył} - 0,31)}{Q_R} \right]
 \end{aligned} \tag{6.52}$$

gdzie: ε_{el}^{mod} wskaźnik elektrycznych potrzeb własnych zmodernizowanego bloku,

- warunek konieczny na graniczną (minimalną) cenę energii elektrycznej, przy której ze względów ekonomicznych opłacalne będzie nadbudowanie przystosowanego do pracy skojarzonej bloku węglowego turbiną gazową i kotłem odzyskowym:
 - dla przypadku skojarzonej pracy bloku bez kompensacji jego mocy elektrycznej obniżonej w wyniku skojarzenia

$$\begin{aligned}
e_{el}^{gr} \geq & \frac{(z\rho + \delta_{rem})J^{TG} + E_{ch,R}^{gaz} e_g - (\Delta E_{ch,R}^w)^{sk+TG} e_{pal}}{(E_{el,R}^{TG,brutto} \mp \Delta E_{el,R}^{TP,brutto})(1 - \varepsilon_{el}^{mod}) + \Delta E_{el,R}^{El,brutto} (1 - \varepsilon_{el}^{ist})} + \\
& + \frac{E_{ch,R}^{gaz} (\rho_{gCO_2} p_{CO_2} + \rho_{gCO} p_{CO} + \rho_{gSO_2} p_{SO_2} + \rho_{gNO_x} p_{NO_x})}{(E_{el,R}^{TG,brutto} \mp \Delta E_{el,R}^{TP,brutto})(1 - \varepsilon_{el}^{mod}) + \Delta E_{el,R}^{El,brutto} (1 - \varepsilon_{el}^{ist})} - \\
& - (\Delta E_{ch,R}^w)^{sk+TG} \left[\frac{0,44 + \rho_{wCO_2} (p_{CO_2} - 0,00025) + \rho_{wCO} (p_{CO} - 0,11)}{(E_{el,R}^{TG,brutto} \mp \Delta E_{el,R}^{TP,brutto})(1 - \varepsilon_{el}^{mod}) + \Delta E_{el,R}^{El,brutto} (1 - \varepsilon_{el}^{ist})} + \right. \\
& \left. + \frac{\rho_{wSO_2} (p_{SO_2} - 0,46) + \rho_{wNO_x} (p_{NO_x} - 0,46) + \rho_{wpyl} (p_{pyl} - 0,31)}{(E_{el,R}^{TG,brutto} \mp \Delta E_{el,R}^{TP,brutto})(1 - \varepsilon_{el}^{mod}) + \Delta E_{el,R}^{El,brutto} (1 - \varepsilon_{el}^{ist})} \right]
\end{aligned} \tag{6.53}$$

gdzie: ε_{el}^{ist} wskaźnik elektrycznych potrzeb własnych bloku przed modernizacją,

➤ dla przypadku z kompensacją mocy

$$\begin{aligned}
e_{el}^{gr} \geq & \frac{(z\rho + \delta_{rem})J^{TG} + E_{ch,R}^{gaz} e_g - [(\Delta E_{ch,R}^w)^{sk+TG} + (\Delta E_{ch,R}^w)^{kom}] e_{pal}}{(E_{el,R}^{TG,brutto} \mp \Delta E_{el,R}^{TP,brutto})(1 - \varepsilon_{el}^{mod})} + \\
& + \frac{E_{ch,R}^{gaz} (\rho_{gCO_2} p_{CO_2} + \rho_{gCO} p_{CO} + \rho_{gSO_2} p_{SO_2} + \rho_{gNO_x} p_{NO_x})}{(E_{el,R}^{TG,brutto} \mp \Delta E_{el,R}^{TP,brutto})(1 - \varepsilon_{el}^{mod})} - \\
& - [(\Delta E_{ch,R}^w)^{sk+TG} + (\Delta E_{ch,R}^w)^{kom}] \left[\frac{0,44 + \rho_{wCO_2} (p_{CO_2} - 0,00025) + \rho_{wCO} (p_{CO} - 0,11)}{(E_{el,R}^{TG,brutto} \mp \Delta E_{el,R}^{TP,brutto})(1 - \varepsilon_{el}^{mod})} + \right. \\
& \left. + \frac{\rho_{wSO_2} (p_{SO_2} - 0,46) + \rho_{wNO_x} (p_{NO_x} - 0,46) + \rho_{wpyl} (p_{pyl} - 0,31)}{(E_{el,R}^{TG,brutto} \mp \Delta E_{el,R}^{TP,brutto})(1 - \varepsilon_{el}^{mod})} \right].
\end{aligned} \tag{6.54}$$

Warunek konieczny (6.54) na graniczną (minimalną) cenę energii elektrycznej dla przypadku pracy zmodernizowanego bloku z kompensacją mocy elektrycznej przedstawiono jedynie z „obowiązku” w celu zaprezentowania ogólności rozważań. W pracy nie obliczano jednak tej wartości. Konieczność przywrócenia zużycia węgla w bloku do wartości sprzed jego nadbudowy turbos zespołem gazowym pogarszałaby

sprawność energetyczną zmodernizowanego układu. A poprawa sprawności jest przecież m.in. celem modernizacji. Na skutek zwiększenia zużycia węgla nastąpiłoby ponowne większe niewykorzystywanie górnego zakresu temperaturowego w kotle, co jest fundamentalną termodynamiczną przyczyną niskiej sprawności obiegu Clausiusa-Rankine'a (rozdziały 1, 7.1). Kompensacja mocy jest natomiast uzasadniona ekonomicznie dla pracy skojarzonej bloku, ale bez jego nadbudowy turbozespołem gazowym. Jednostkowy koszt produkcji ciepła jest bowiem wówczas niższy niż podczas pracy skojarzonej bez kompensacji mocy (zależy to jednak od relacji cenowych pomiędzy nośnikami energii) [15].

Wzory (6.52), (6.53), (6.54) po uprzednim wyliczeniu wartości $E_{el,R}^{TG,brutto}$, $\Delta E_{el,R}^{TP,brutto}$, $\Delta E_{el,R}^{El,brutto}$, $E_{ch,R}^{gaz}$, $(\Delta E_{ch,R}^w)^{sk+TG}$, $(\Delta E_{ch,R}^w)^{kom}$, Q_R (powyższe wielkości poza $\Delta E_{el,R}^{El,brutto}$, $(\Delta E_{ch,R}^w)^{kom}$ i Q_R są funkcjami mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego) za pomocą opracowanego modelu matematycznego bloku (rozdział 4) dla szerokiego zakresu wartości mocy turbiny gazowej oraz szerokiej gamy możliwych struktur zastosowanych w układzie kotłów odzyskowych, pozwalają na analizę opłacalności ekonomicznej jego modernizacji. Pozwalają na znalezienie rozwiązania optymalnego, tj. takiej mocy turbiny gazowej i struktury kotła odzyskowego, dla których wartości $(k_c)^{TG}$, e_{el}^{gr} będą miały wartość najmniejszą. Efektywność ekonomiczna pracy zmodernizowanego bloku 370 MW będzie wówczas największa. Pozwalają ponadto na analizę wysokości jednostkowych stawek p_{CO_2} , p_{CO} , p_{NO_x} , p_{SO_2} , $p_{pył}$ w funkcji cen nośników energii e_{el} , e_g , e_{pal} , przy których modernizacja będzie opłacalna.

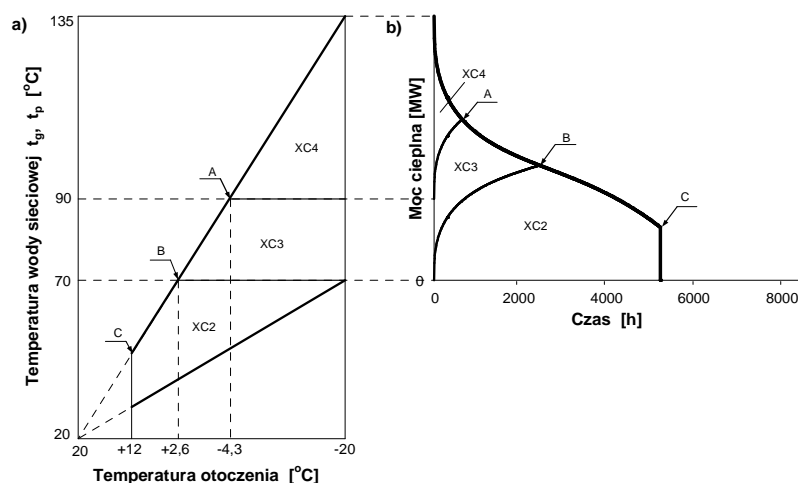
Należy przy tym pamiętać, że aby stosowanie turbiny gazowej było w ogóle ekonomicznie uzasadnione, to cena graniczna e_{el}^{gr} musi być co najmniej nie większa od aktualnej (możliwej do uzyskania) ceny $(e_{el})^{ist}$ sprzedaży energii elektrycznej z bloku, $e_{el}^{gr} \leq (e_{el})^{ist}$.

6.4. Wyniki termodynamicznych obliczeń modernizacji bloku 370 MW

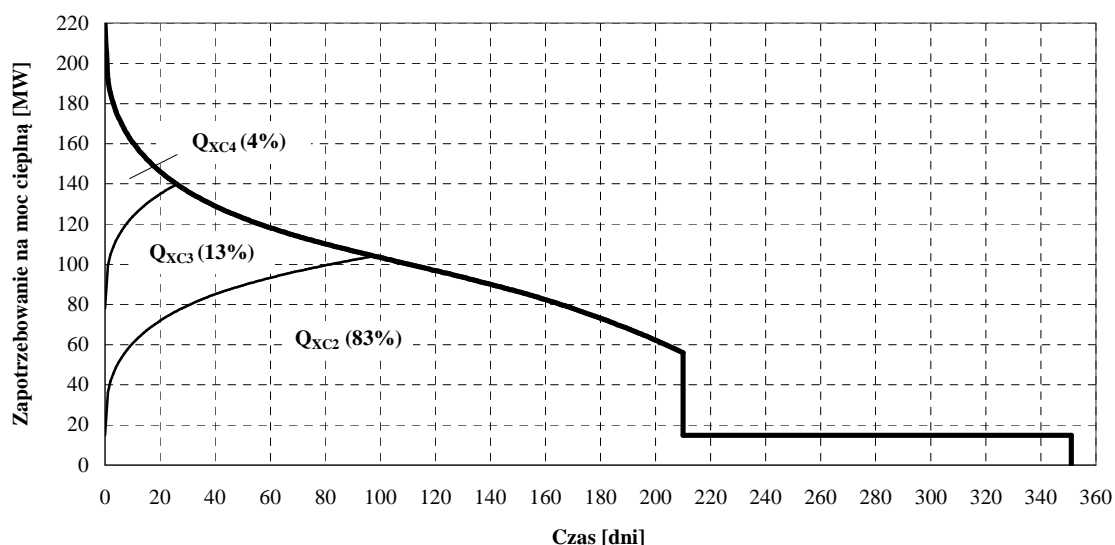
Wykorzystując model bloku z rozdziału 4. analizie poddano układ z kotłami odzyskowymi jedno-, dwu- i trójciśnieniowym z zabudowanymi w nich dodatkowo powierzchniami do regeneracji niskoprężnej – rys. 4.1, 4.10. Powierzchnie te umieszczone są w końcowej strefie kotłów w zakresie niskich temperatur spalin. Analizę wykonano dla całego zakresu mocy produkowanych turbozespołów gazowych, $N_{el}^{TG} \in (0; 350 \text{ MW})$ [37].

6.4.1. Praca układu z kotłem odzyskowym jedno-, dwu- i trójciśnieniowym w całym zakresie mocy produkowanych turbozespołów gazowych

Do obliczeń przyjęto produkcję ciepła w elektrowni na komunalne potrzeby grzejne c.o. i c.w.u. zgodnie z regulacją jakościową i rocznym uporządkowanym wykresem zapotrzebowania na moc cieplną przedstawionymi na rysunkach 6.9 i 6.10. Szczytowa moc cieplna bloku w sezonie zimowym wynosi 220 MW, moc w okresie letnim na potrzeby c.w.u. równa się 15 MW, a roczna produkcja ciepła ma wartość $Q_R = 2\,095\,132 \text{ GJ/a}$. W wymienniku ciepłowniczym XC2 (rys. 1.2, 4.1) woda sieciowa podgrzewana jest do temperatury $70 \text{ }^\circ\text{C}$, w wymienniku XC3 do $90 \text{ }^\circ\text{C}$, w wymienniku XC4 do $135 \text{ }^\circ\text{C}$.



Rys. 6.9. Regulacja jakościowa mocy cieplnej oddawanej z bloku na potrzeby ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji pomieszczeń z trzema wymiennikami ciepłowniczymi XC2, XC3 i XC4: a) prostoliniowy wykres regulacji; b) roczny uporządkowany wykres zapotrzebowania na moc cieplną bez potrzeb na c.w.u. (t_g , t_p – temperatura wody sieciowej gorącej i powrotnej)



Rys. 6.10. Roczny uporządkowany wykres zapotrzebowania na moc cieplną

Do obliczeń przyjęto ponadto wartości znamionowej temperatury spalin wylotowych z turbiny gazowej i temperatury spalin wylotowych z kotła odzyskowego odpowiednio równe: $t_{\text{wyl,zn}}^{\text{TG}} = 565^{\circ}\text{C}$ i $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 90^{\circ}\text{C}$. W obliczeniach termodynamicznych założono ponadto, że strumień pary świeżej doprowadzanej do turbiny parowej ma stałą wartość równą $\dot{m}_1 = 319 \text{ kg/s}$. Jest to wartość produkcji pary w kotle węglowym sprzed modernizacji bloku. Po modernizacji strumień ten jest sumą produkowanych par świeżych w istniejącym kotle węglowym i w kotle odzyskowym, co, jak już zaznaczono w rozdziale 1., jest korzystne ze względów termodynamicznych. W im większym bowiem stopniu kocioł odzyskowy „odciąży” kocioł węglowy (ograniczeniem jest techniczne minimum kotła węglowego), będący największym źródłem strat egzergii w układzie, tym większa będzie sprawność wytwarzania energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku.

W obliczeniach wartość znamionowej sprawności wytwarzania energii elektrycznej w turbospole gazowym w funkcji jego mocy przyjmowana zgodnie z równaniem:

$$\eta_{\text{TG,zn}} = 0,2565 + 0,0004 N_{\text{el,zn}}^{\text{TG}}, \quad (6.55)$$

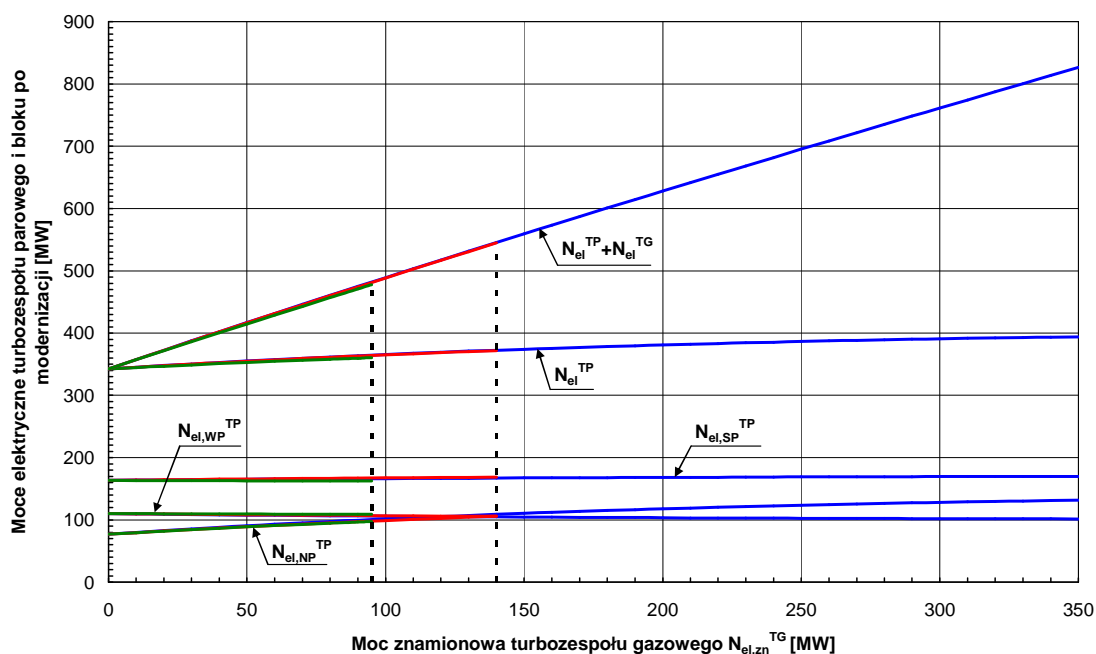
w którym znamionowana moc turbospołu gazowego $N_{\text{el,zn}}^{\text{TG}}$ wyrażona jest w megawatach.

Wyniki wielowariantowych termodynamicznych obliczeń przedstawiono na rysunkach 6.11–6.25. Kolorem zielonym zaznaczono wyniki uzyskane w układzie z kotłem odzyskowym jednociśnieniowym, kolorem czerwonym z kotłem dwuciśnieniowym i kolorem granatowym z kotłem trójciśnieniowym. Kreskowe pionowe linie ograniczające na tych wykresach poszczególne krzywe wynikają z zanikania przepływów pary grzejszej do wymienników regeneracji niskociśnieniowej. Całą niskociśnieniową regenerację „przejmuje” wówczas wymiennik typu *spaliny-woda* umieszczony na końcu kotła odzyskowego w zakresie niskich temperatur spalin. Dalsze zwiększanie mocy turbiny gazowej skutkowałoby więc zmniejszaniem się sprawności energetycznej i egzergetycznej zmodernizowanego bloku. Rosłaby bowiem temperatura spalin wylotowych z kotła odzyskowego powyżej założonej do obliczeń temperatury $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 90^{\circ}\text{C}$. Należy w tym miejscu przypomnieć, że na ogół gdy maleje sprawność egzergetyczna procesu energetycznego, to jednocześnie maleje jego efektywność ekonomiczna [7, 9, 87, 89]. Na przykład dla temperatury otoczenia -20°C w przypadku kotła dwuciśnieniowego maksymalną, uzasadnioną termodynamicznie mocą turbozespołu gazowego jest moc $N_{\text{el,zn}}^{\text{TG}} = 140 \text{ MW}$, a w przypadku kotła jednociśnieniowego moc $N_{\text{el,zn}}^{\text{TG}} = 95 \text{ MW}$ – rys. 6.11a. Dla tych mocy bowiem cały strumień skroplin ze skraplacza KQ1 jest doprowadzany do wymiennika regeneracyjnego odpowiednio w kotle dwu- i jednociśnieniowym. Dalsze zwiększanie zatem mocy turbiny gazowej powyżej 140 i 95 MW kolejno w przypadku kotła dwu- i jednociśnieniowego zwiększałoby, jak już powyżej zaznaczono, temperaturę spalin wylotowych z kotłów powyżej założonej $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 90^{\circ}\text{C}$, a więc malałaby sprawność energetyczna i egzergetyczna zmodernizowanego bloku.

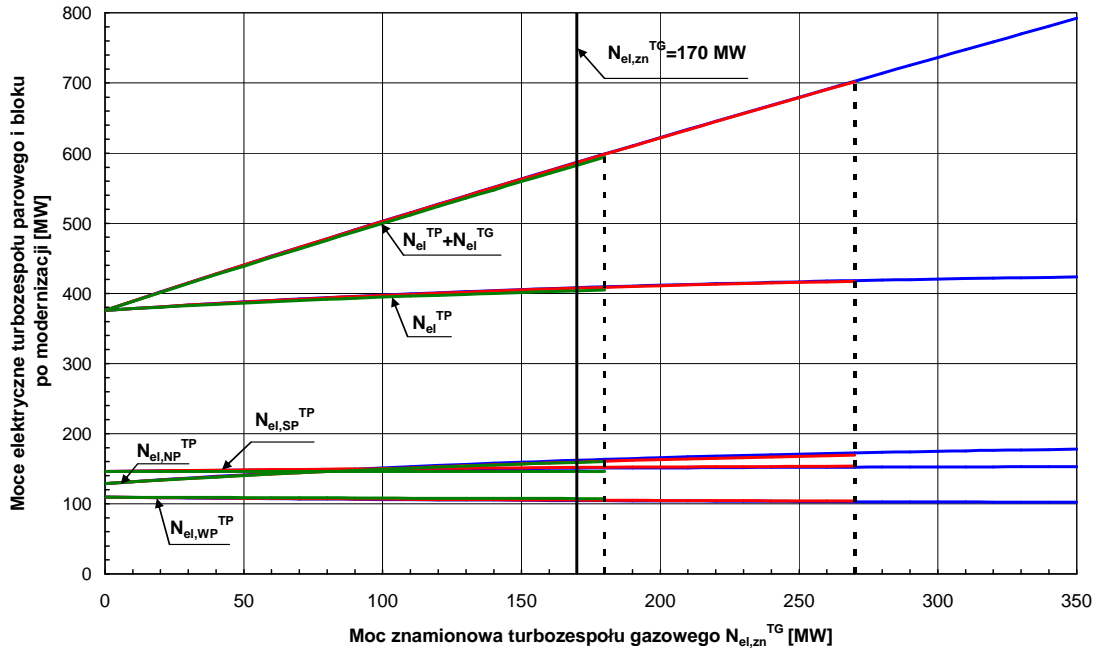
Na wykresach 6.11, 6.13–6.25 zaprezentowano wyniki, co istotne, dla trzech temperatur otoczenia pracy zmodernizowanego bloku. Dla temperatur -20°C , $+8,1^{\circ}\text{C}$ i $+20^{\circ}\text{C}$. Jest to istotne dlatego, gdyż w tych temperaturach blok pracuje przy różnych mocach cieplnych, a więc inne są wartości poszczególnych parametrów termodynamicznych jego pracy i różne są wynikające z nich ograniczenia (rozdział 6.2.1), a to one decydują o granicznej wartości mocy turbozespołu gazowego nadbudowującego istniejący blok węglowy. W temperaturze -20°C blok pracuje z maksymalną mocą cieplną równą 220 MW, a więc z maksymalnym poborem upustowej pary grzejszej do wymienników ciepłowniczych XC2, XC3 i XC4, moc cieplna dla

średniorocznej temperatury $+8,1^{\circ}\text{C}$ jest istotnie mniejsza od mocy maksymalnej, a dla przykładowej temperatury $+20^{\circ}\text{C}$ blok pracuje z najniższą w roku mocą cieplną równą 15 MW tylko na potrzeby ciepłej wody użytkowej – rys. 6.9, 6.10. Jak wynika z uzyskanych wyników obliczeń, to właśnie dla mocy cieplnej 15 MW graniczna moc turbozespołu gazowego jest najmniejsza, powyżej której konieczna jest już wymiana części niskoprężnej NP turbiny parowej, skraplacza oraz generatora elektrycznego na urządzenia o większych mocach. Ta graniczna moc wynosi wówczas $N_{el,zn}^{TG} = 70 \text{ MW}$ – rys. 6.11c. Gdyby blok pracował przez cały rok z mocą cieplną 220 MW, to niepotrzebna byłaby w ogóle „ingerencja” w istniejący turbozespół parowy – rys. 6.11a. W praktyce zatem to warunki pracy w lecie z mocą cieplną na potrzeby c.w.u. decydują o rzeczowym zakresie modernizacji bloku. Moce części wysokoprężnej WP i średnioprężnej SP natomiast w zasadzie nie ulegają zmianie. Wartości poszczególnych mocy przedstawiono na rysunkach 6.11.

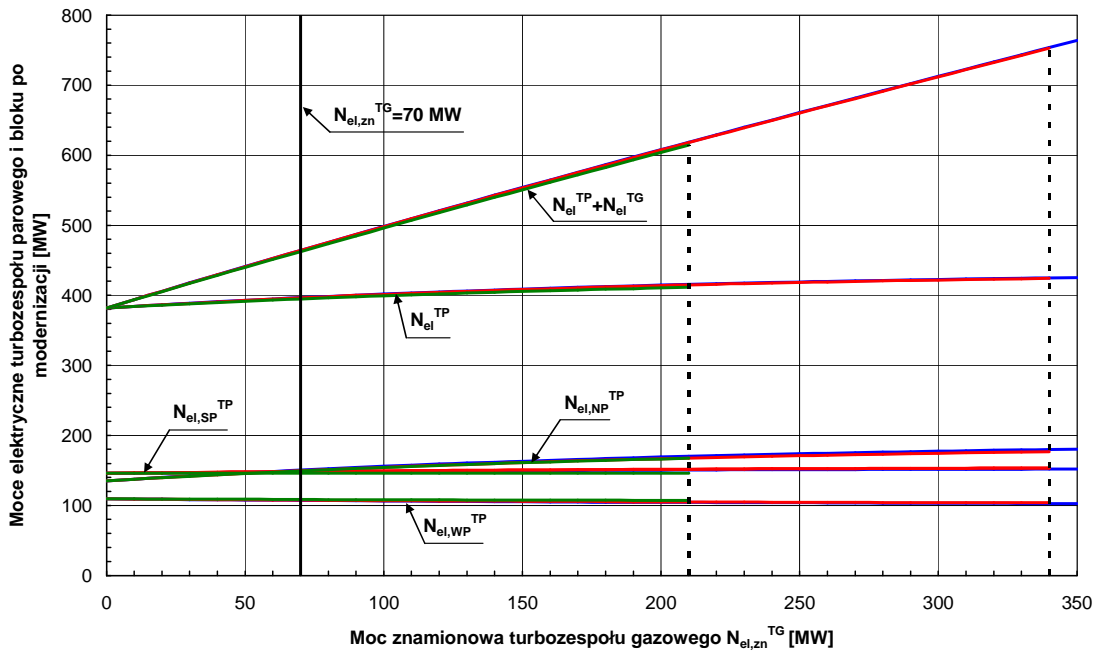
W przypadku nadbudowy bloku 370 MW turbozespołem gazowym o mocy $N_{el,zn}^{TG} = 350 \text{ MW}$ (jest to maksymalna moc produkowanych turbozespołów gazowych [37]) i kotłem odzyskowym trójciśnieniowym (rys. 1.2), całkowita moc elektryczna zmodernizowanego bloku wynosi aż ok. 800 MW (rys. 6.11).



Rys. 6.11a. Moc elektryczna turbozespołu parowego i moc całkowita bloku po jego modernizacji w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = -20^{\circ}\text{C}$



Rys. 6.11b. Moc elektryczna turbozespołu parowego i moc całkowita bloku po jego modernizacji w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +8,1^{\circ}\text{C}$

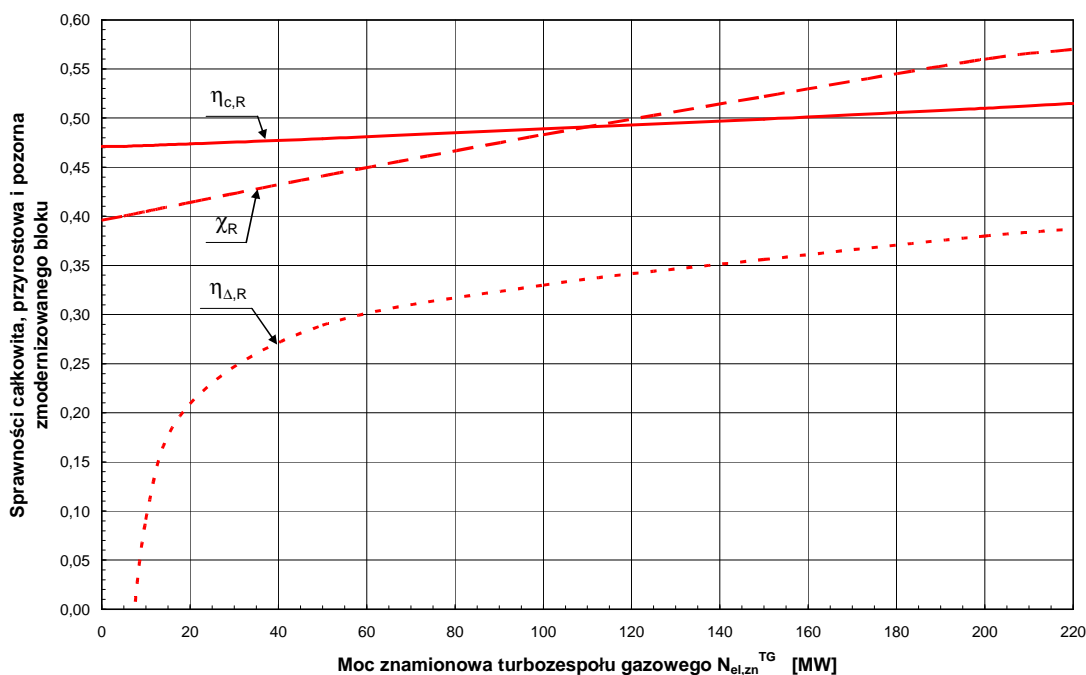


Rys. 6.11c. Moc elektryczna turbozespołu parowego i moc całkowita bloku po jego modernizacji w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +20^{\circ}\text{C}$

Jak już zaznaczono, przyrost mocy turbozespołu parowego po nadbudowie bloku turbozespołem gazowym powyżej mocy $N_{el,zn}^{TG} = 70 \text{ MW}$ jest wynikiem, pomimo poborów upustowej pary grzejnej do wymienników ciepłowniczych, przyrostu wyłącznie mocy jego części niskoprężnej NP na skutek zwiększonego przepływu przez nią strumienia pary. Konieczne są zatem, co również powyżej zaznaczono, nowe o zwiększonej przepustowości część niskoprężna NP turbiny parowej i skraplacz KQ1 oraz nowy o zwiększonej mocy generator elektryczny. Należy to uwzględnić w nakładach inwestycyjnych na modernizację bloku, co uczyniono.

Zwiększony przepływ pary przez część niskoprężną NP turbiny parowej i skraplacz jest wynikiem zmniejszonego poboru upustowej pary do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4 (rys. 6.13–6.14) w wyniku częściowego zastąpienia jej regeneracją w kotle odzyskowym oraz dzięki zmniejszonemu przepływowi do nich skroplin ze skraplacza KQ1 (rys. 6.15). Ten mniejszy przepływ ze skraplacza jest następstwem wspomnianej zmiany w regeneracji jak również poborem pary na potrzeby ciepłownictwa. Również produkcja pary średnio- i niskociśnieniowej w kotle odzyskowym przyczynia się do wzrostu mocy turbozespołu parowego – rys. 6.18.

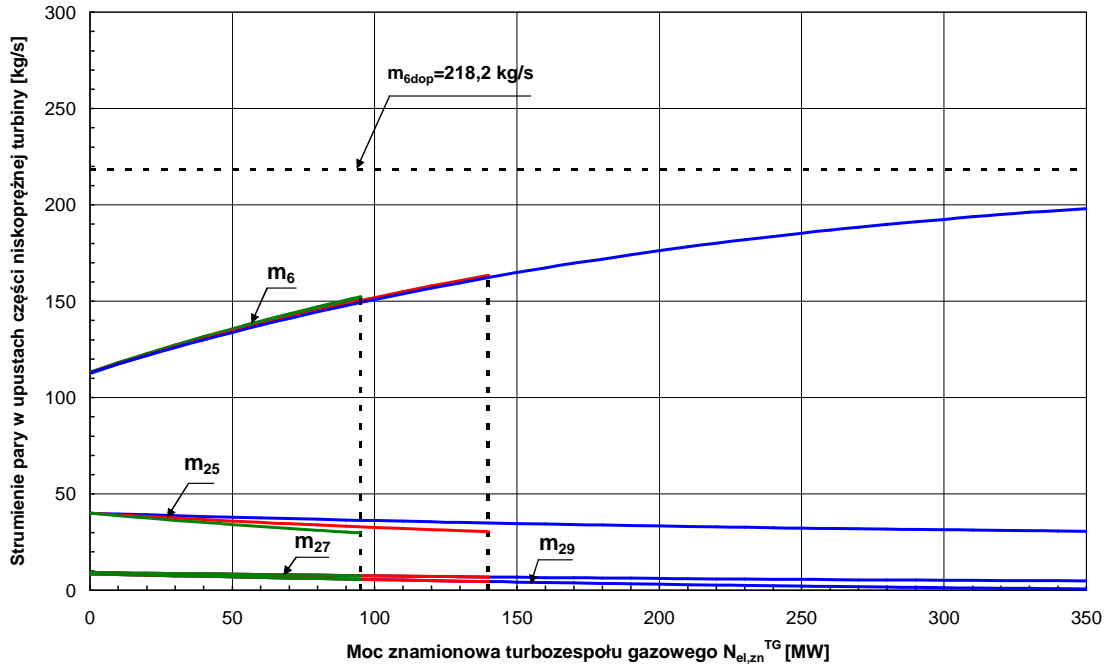
Oprócz zmiany mocy części NP turbiny parowej i wzrostu całkowitej mocy elektrycznej bloku następuje istotny wzrost jego sprawności energetycznej (wzory (6.7)–(6.9)) – rys. 6.12. Szczegółowe obliczenia już średniorocznych wartości sprawności (a nie dla poszczególnych temperatur otoczenia -20°C , $+8,1^{\circ}\text{C}$ i $+20^{\circ}\text{C}$) wykonano wyłącznie dla kotła odzyskowego dwuciśnieniowego. Tylko taki ma bowiem uzasadnienie ekonomiczne (rozdział 6.2.2.2). Ograniczenie się jednak do kotła dwuciśnieniowego pociągnęło za sobą konieczność zmniejszenia zakresu rozpatrzonych mocy turbozespołów gazowych z $N_{el}^{TG} \in (0;350 \text{ MW})$ do $N_{el}^{TG} \in (0;220 \text{ MW})$. Zmniejszenie to wynikało z niemożności uzyskania zbieżności obliczeń powyżej mocy 220 MW w wyniku zanikania przepływów pary do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1–XN4. W jeszcze większym stopniu zmniejszenie zakresu mocy miało miejsce dla kotła jednociśnieniowego, nie występowało natomiast dla kotła trójciśnieniowego. Możliwość bowiem przejęcia od wymienników XN1–XN4 regeneracji przez wymiennik ciepła umieszczony w kotle trójciśnieniowym na jego końcu z uwagi na produkcję w nim pary niskociśnieniowej jest najmniejsza – rys. 1.2.



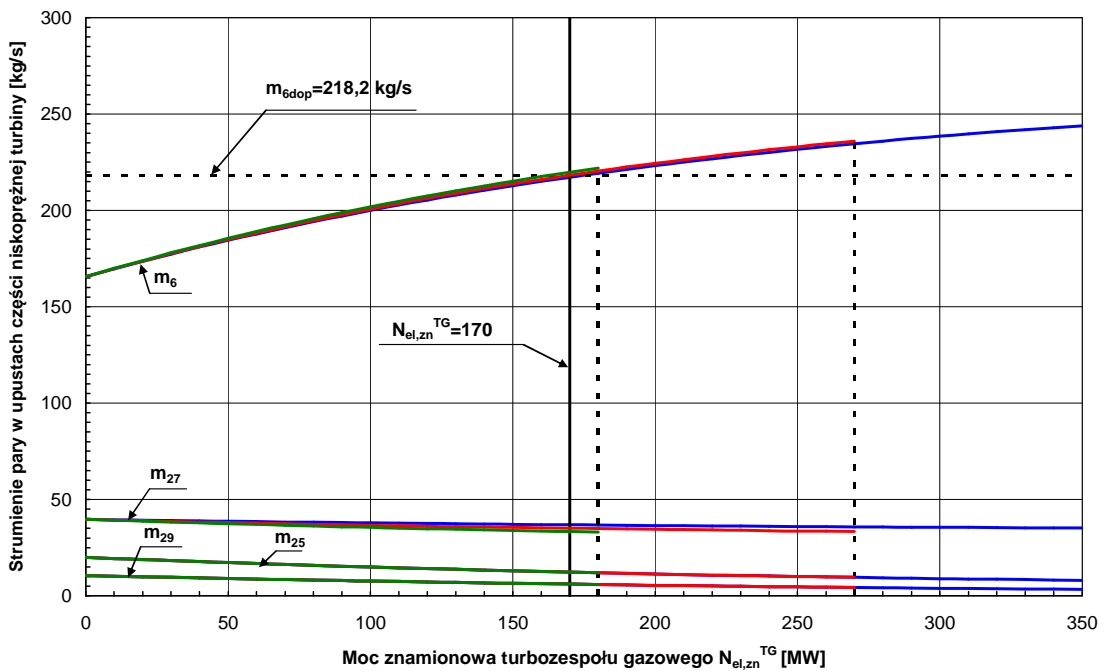
Rys. 6.12 Średnioroczne sprawności energetyczne zmodernizowanego bloku 370 MW w funkcji mocy turbosespołu gazowego z kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym

Ujemna wartość sprawności przyrostowej $\eta_{\Delta,R}$ dla mocy turbosespołu gazowego w zakresie poniżej ok. 8 MW nie jest sprzeczna fizycznie, wynika z jej definicji – wzór (6.5). Przyrost bowiem mocy w wyniku skojarzenia turbosespołu parowego jest wówczas ujemny i co do bezwzględnej wartości większy od mocy turbosespołu gazowego.

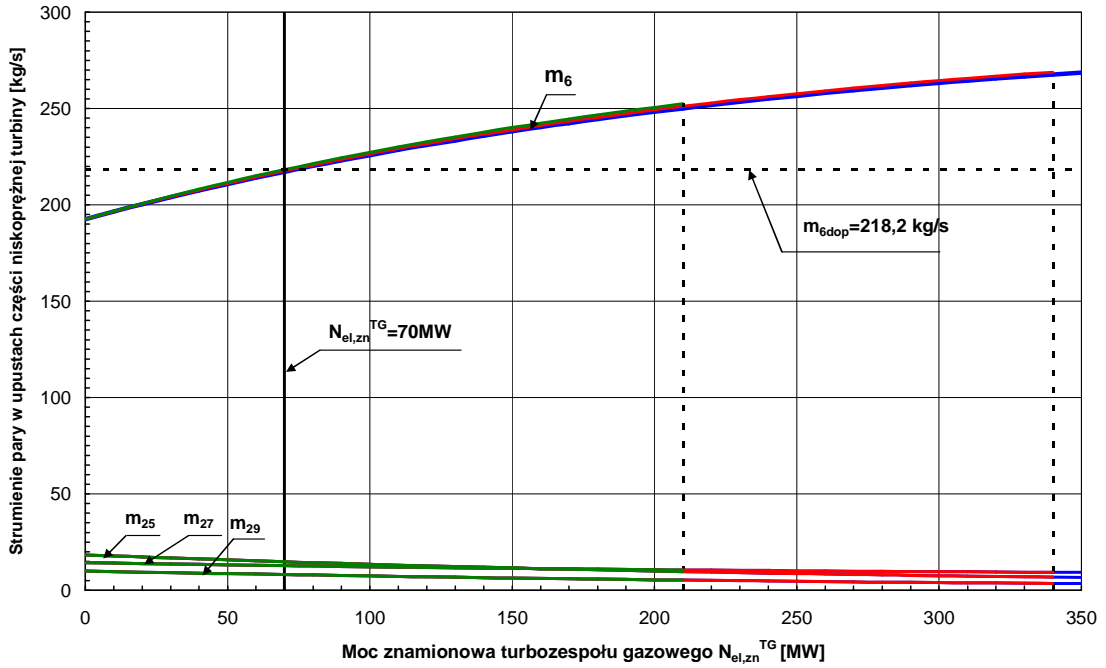
Jeśli moc turbosespołu gazowego nie przekracza wartości 70 MW, to wówczas strumień pary do skraplacza \dot{m}_6 (rys. 6.13) nie przekracza wartości dopuszczalnej równej 218,2 kg/s (rozdział 6.2.1) i nie wymagają więc wymiany na nowe o zwiększonej przepustowości część niskoprężna turbiny parowej NP i skraplacz KQ1 oraz niepotrzebny jest nowy generator elektryczny (rys. 1.2). Jak wynika z przeprowadzonych wielowariantowych obliczeń, to maksymalny dopuszczalny strumień pary \dot{m}_6 do skraplacza jest „najmocniejszym” ograniczeniem rozstrzygającym o tym, czy wymagana jest wymiana części niskoprężnej turbiny parowej, skraplacza i generatora elektrycznym do modernizowanego bloku. Takim ograniczeniem, co wykazały obliczenia, nie są ciśnienia w upustach, gdyż nie przekraczają one swoich dopuszczalnych maksymalnych wartości (rozdział 6.2.1) – rys. 6.23, 6.24.



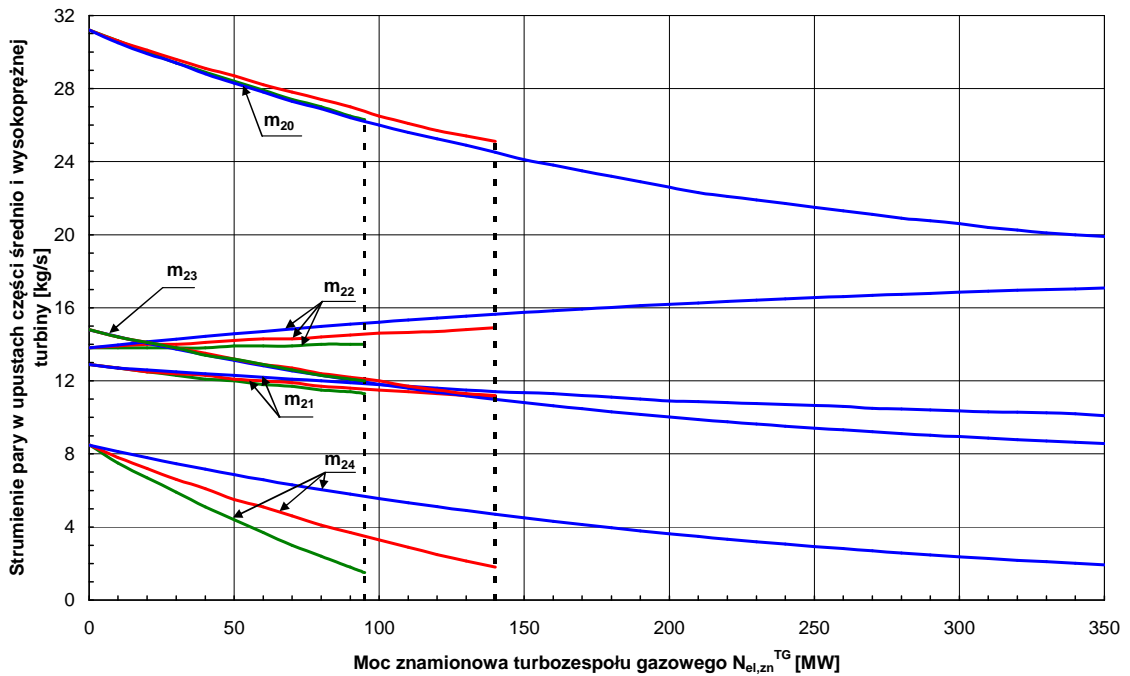
Rys. 6.13a. Strumienie pary upustowej do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3 oraz pary do skraplacza w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = -20^{\circ}\text{C}$



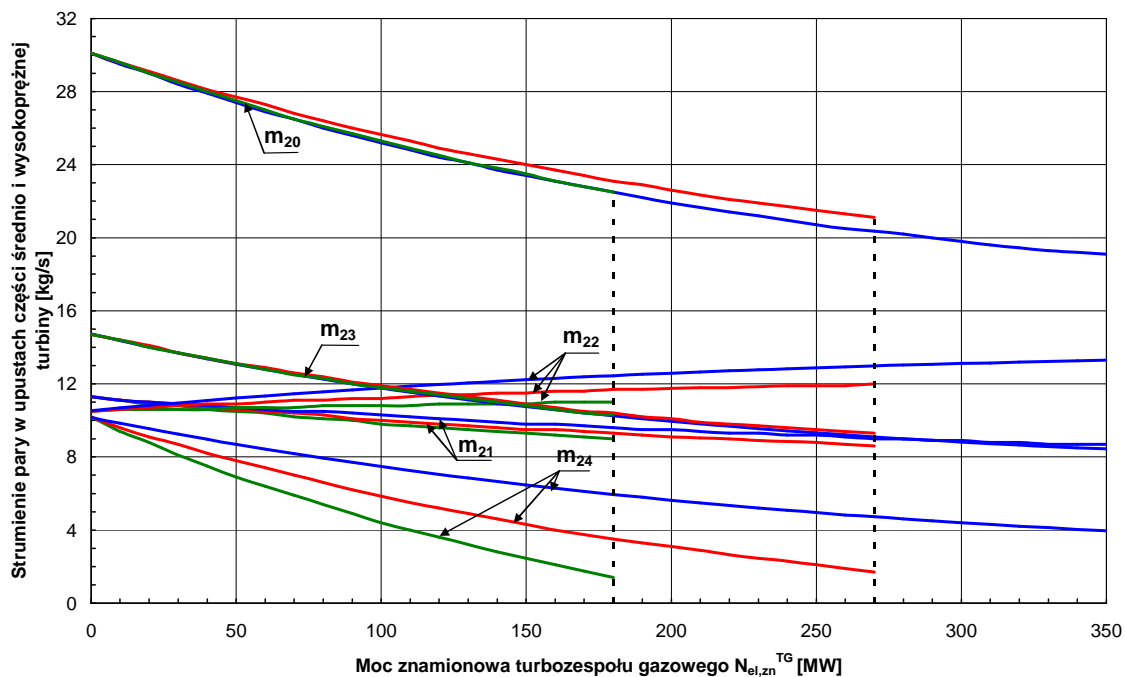
Rys. 6.13b. Strumienie pary upustowej do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3 oraz pary do skraplacza w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +8,1^{\circ}\text{C}$



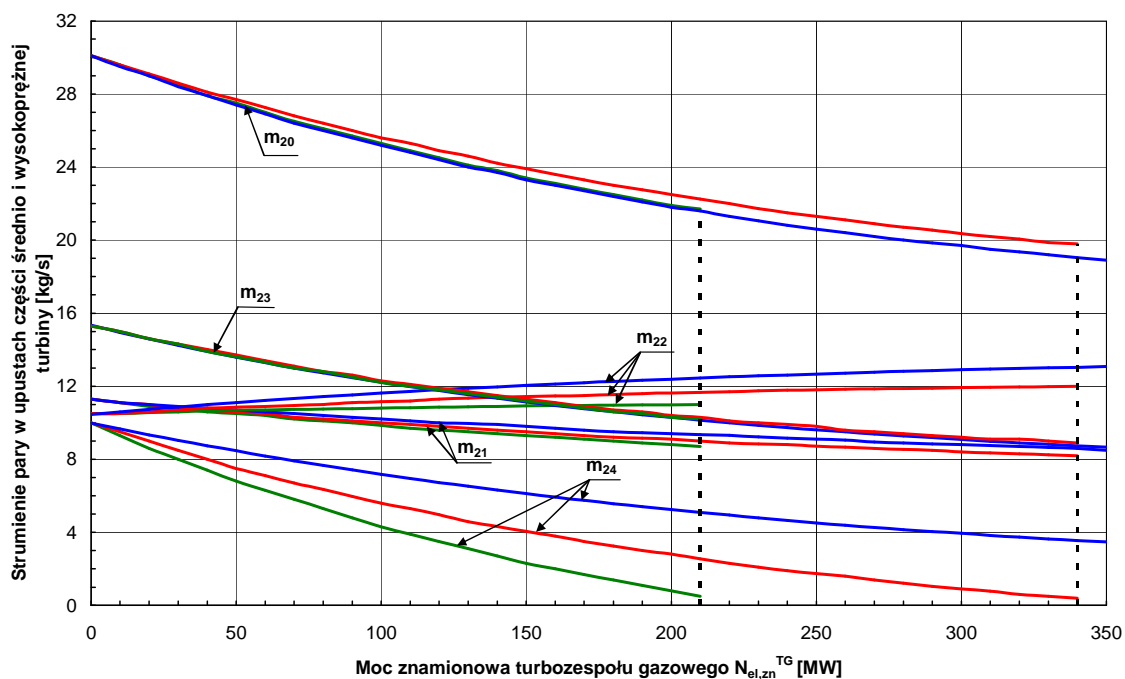
Rys. 6.13c. Strumienie pary upustowej do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3 oraz pary do skraplacza w funkcji mocy turboszespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +20^{\circ}\text{C}$



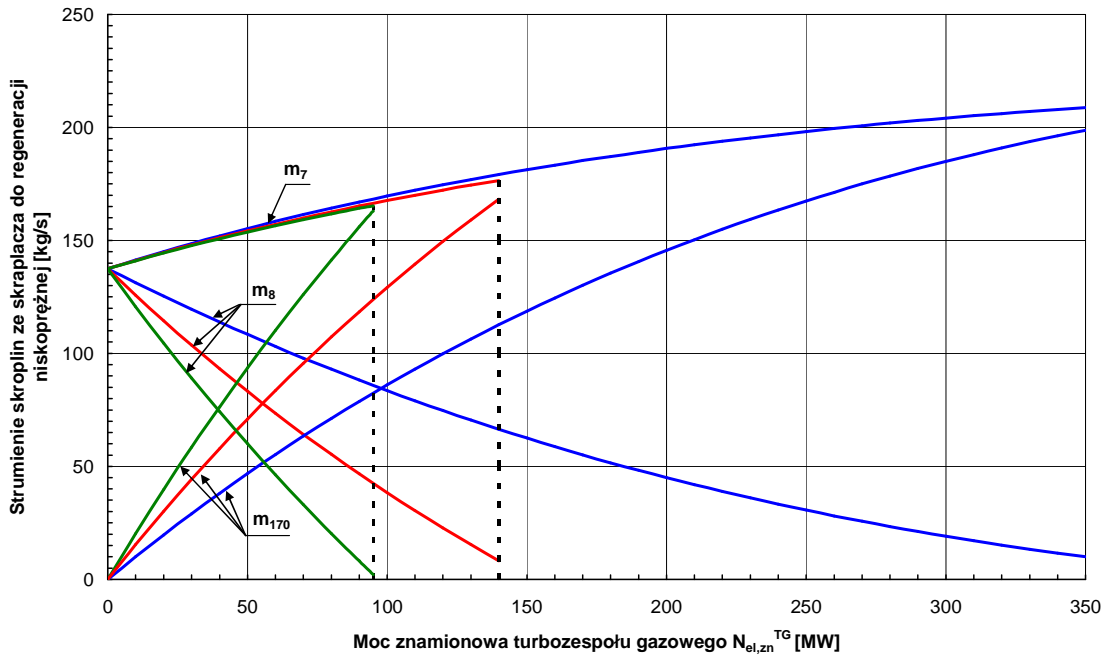
Rys. 6.14a. Strumienie pary upustowej do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW3/4, XW1/2, odgazowywacza i turbiny pomocniczej oraz do wymiennika regeneracji niskoprężnej XN4 w funkcji mocy turboszespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = -20^{\circ}\text{C}$



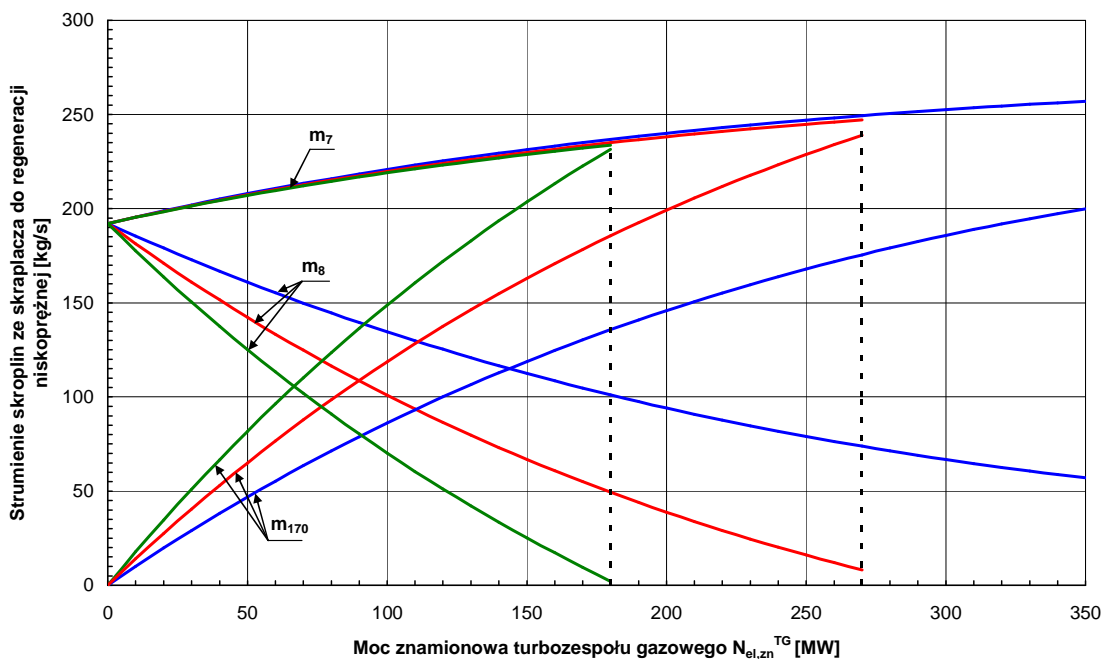
Rys. 6.14b. Strumienie pary upustowej do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW3/4, XW1/2, odgazowywacza i turbiny pomocniczej oraz do wymiennika regeneracji niskoprężnej XN4 w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +8,1^{\circ}\text{C}$



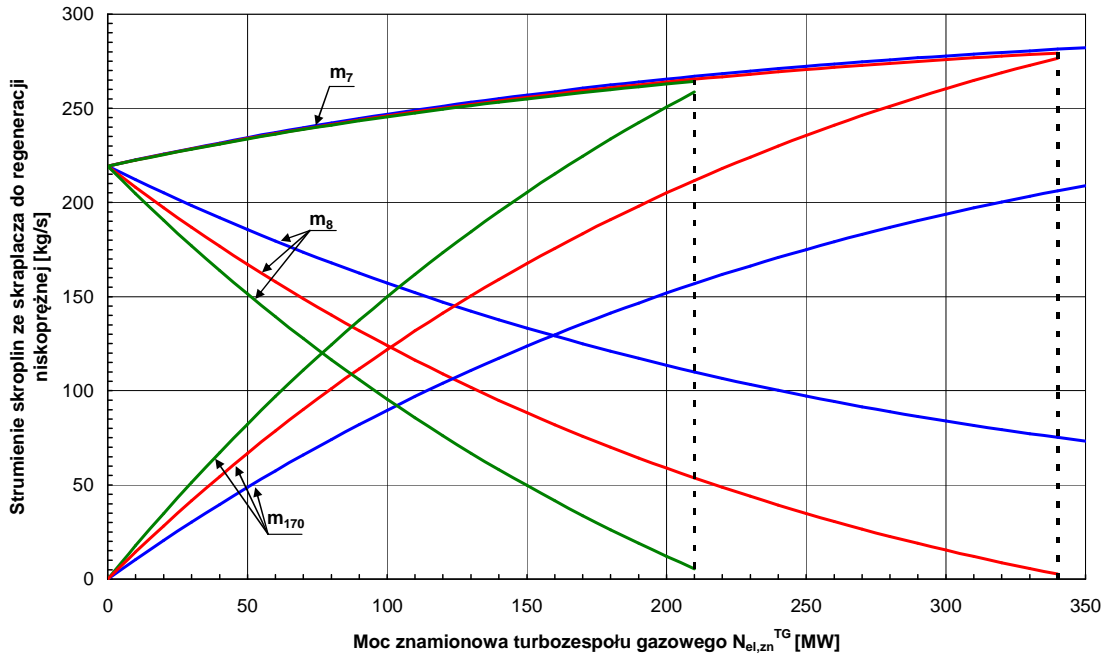
Rys. 6.14c. Strumienie pary upustowej do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW3/4, XW1/2, odgazowywacza i turbiny pomocniczej oraz do wymiennika regeneracji niskoprężnej XN4 w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +20^{\circ}\text{C}$



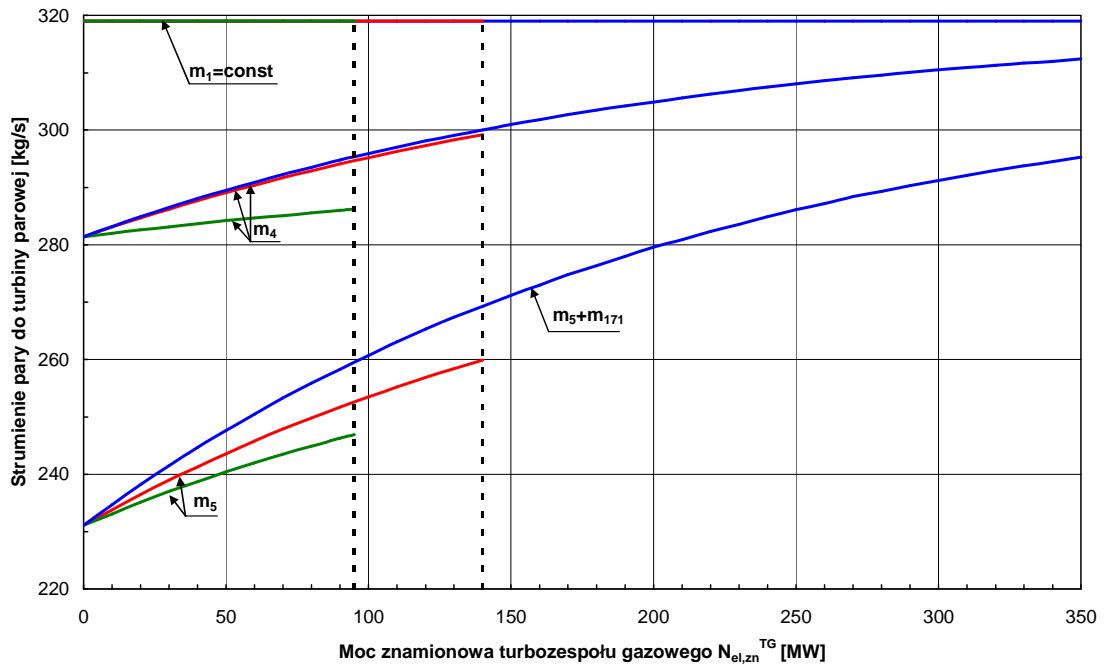
Rys. 6.15a. Strumienie skroplin wylotowych ze skraplacza KQ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4 i wymiennika regeneracyjnego w kotle odzyskowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = -20^{\circ}\text{C}$



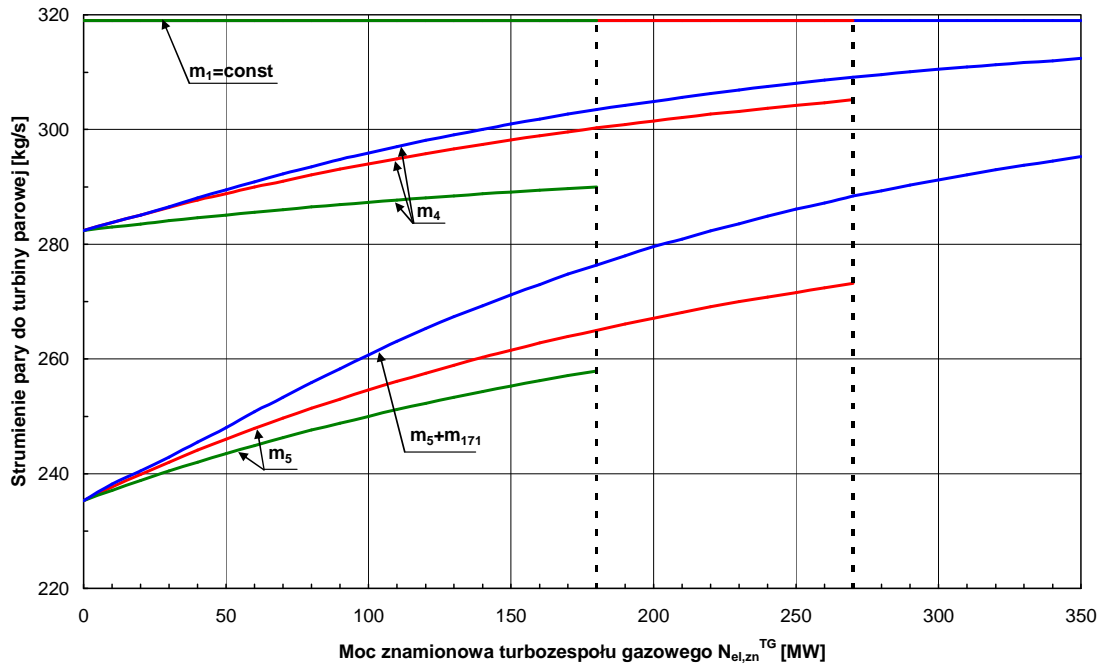
Rys. 6.15b. Strumienie skroplin wylotowych ze skraplacza KQ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4 i wymiennika regeneracyjnego w kotle odzyskowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +8,1^{\circ}\text{C}$



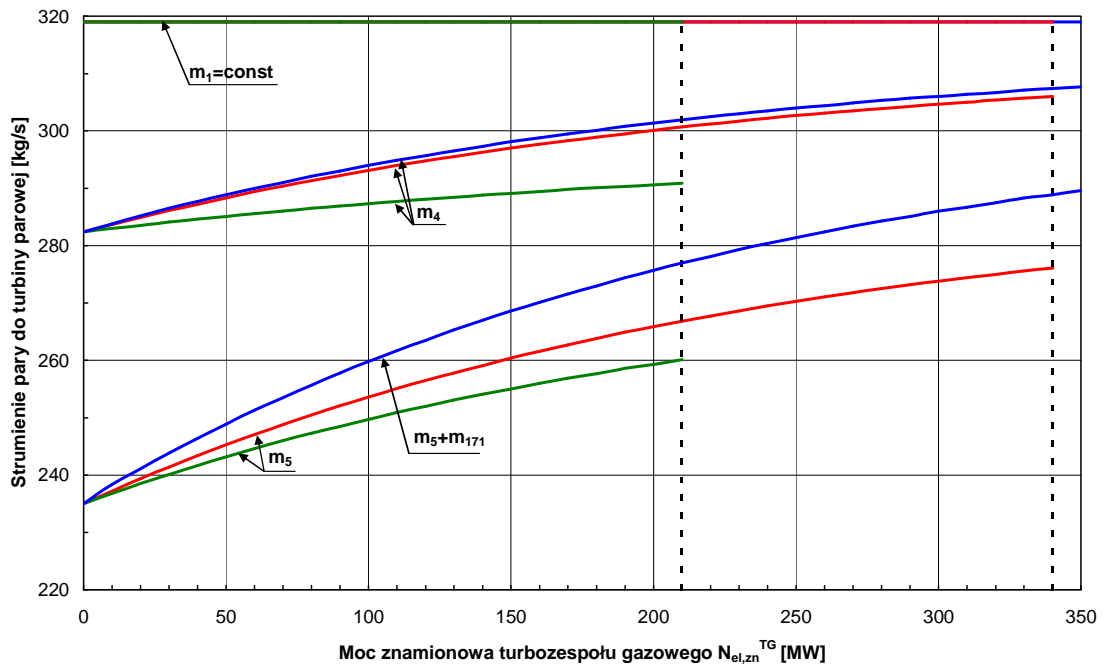
Rys. 6.15c. Strumienie skroplin wylotowych ze skraplacza KQ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4 i wymiennika regeneracyjnego w kotle odzyskowym w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +20^{\circ}\text{C}$



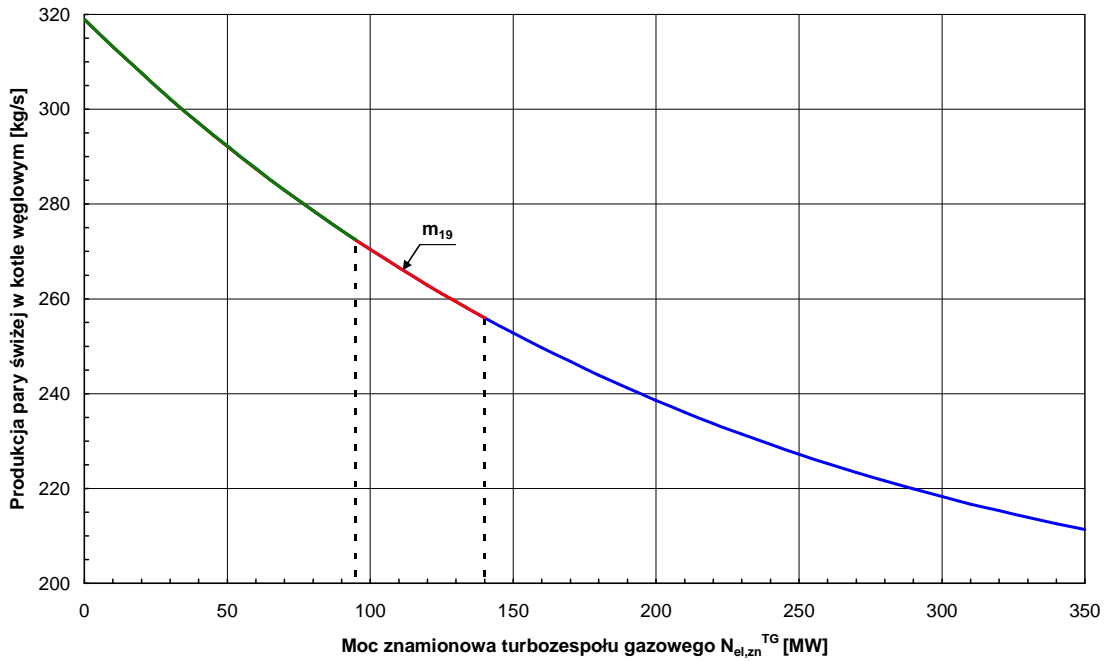
Rys. 6.16a. Strumienie pary doprowadzanej do turbiny parowej w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = -20^{\circ}\text{C}$



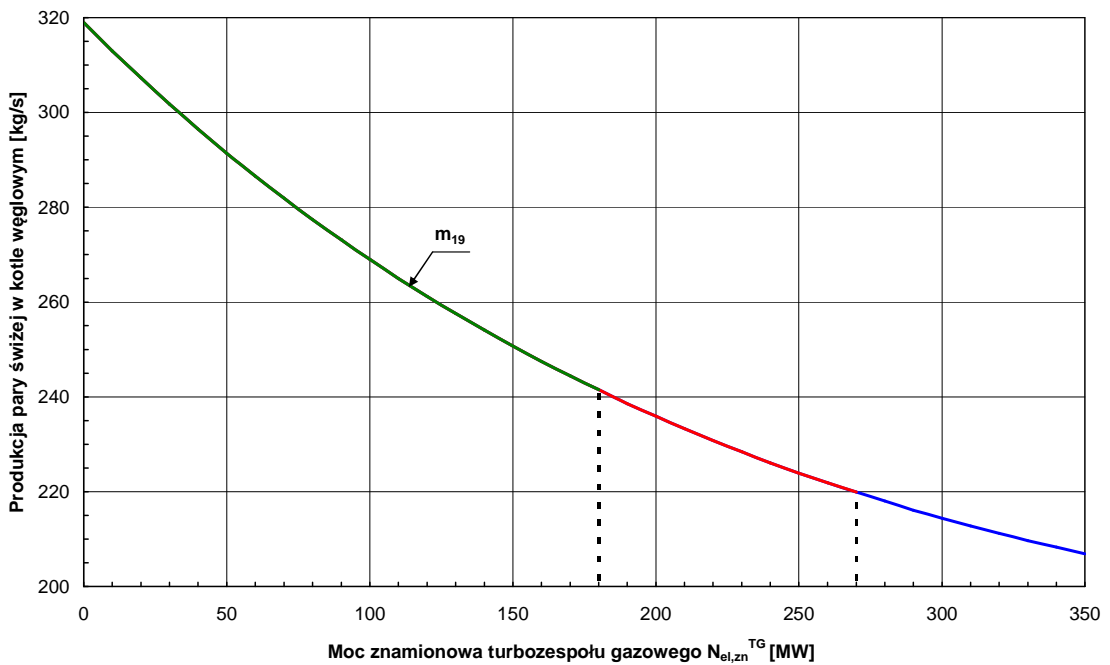
Rys. 6.16b. Strumienie pary doprowadzanej do turbiny parowej w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +8,1^{\circ}\text{C}$



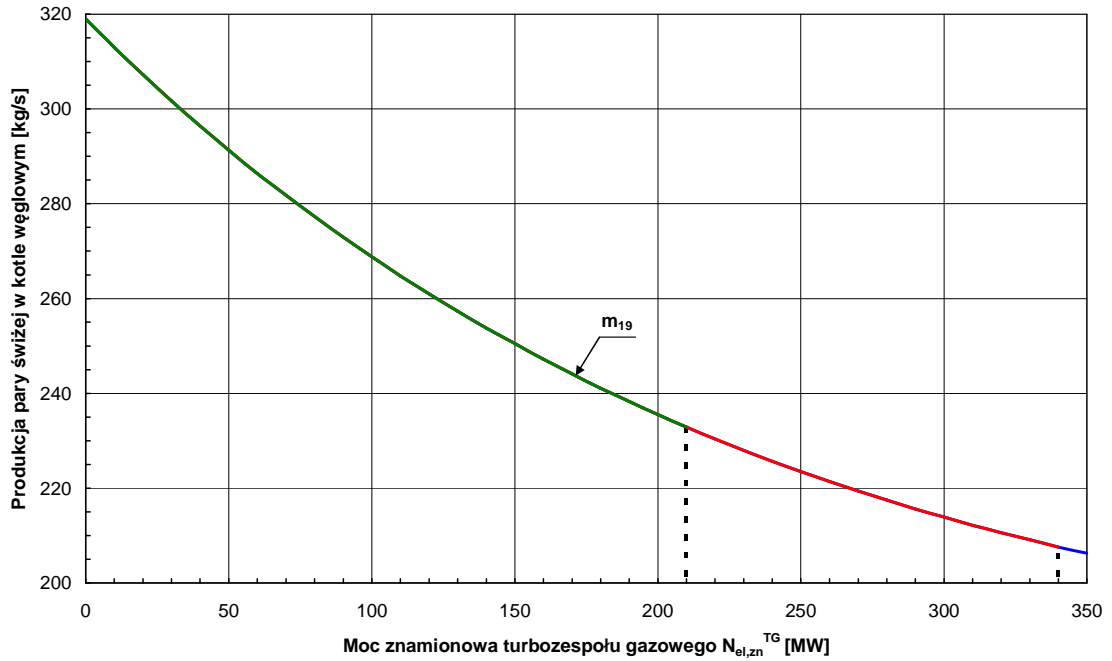
Rys. 6.16c. Strumienie pary doprowadzanej do turbiny parowej w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +20^{\circ}\text{C}$



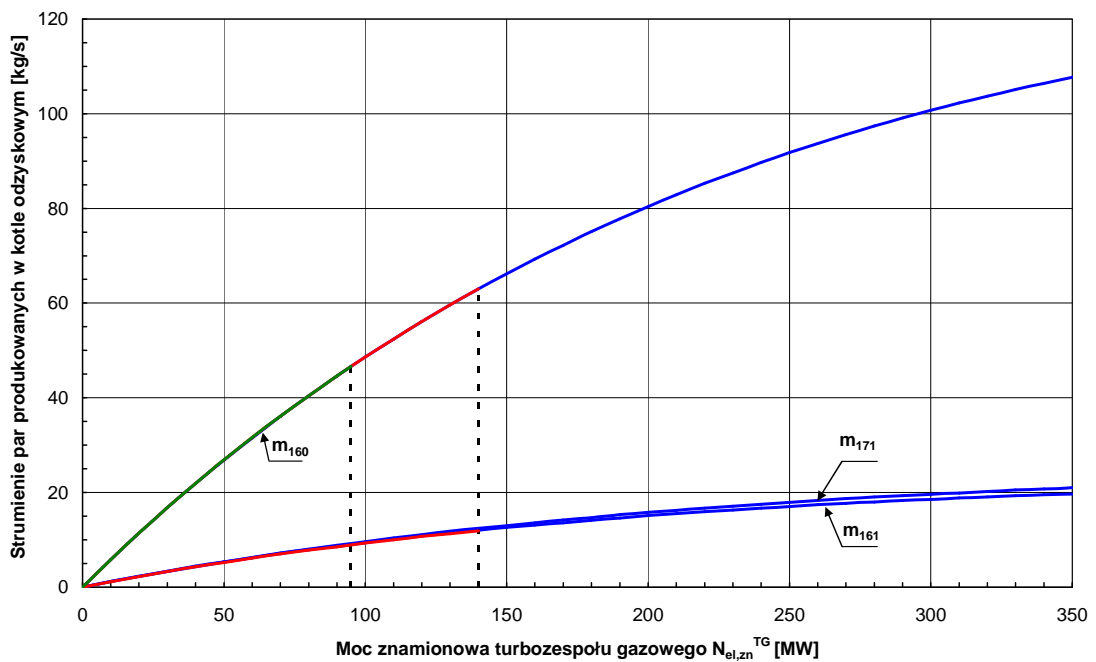
Rys. 6.17a. Strumień pary świeżej produkowanej w istniejącym kotle węglowym w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = -20^{\circ}\text{C}$



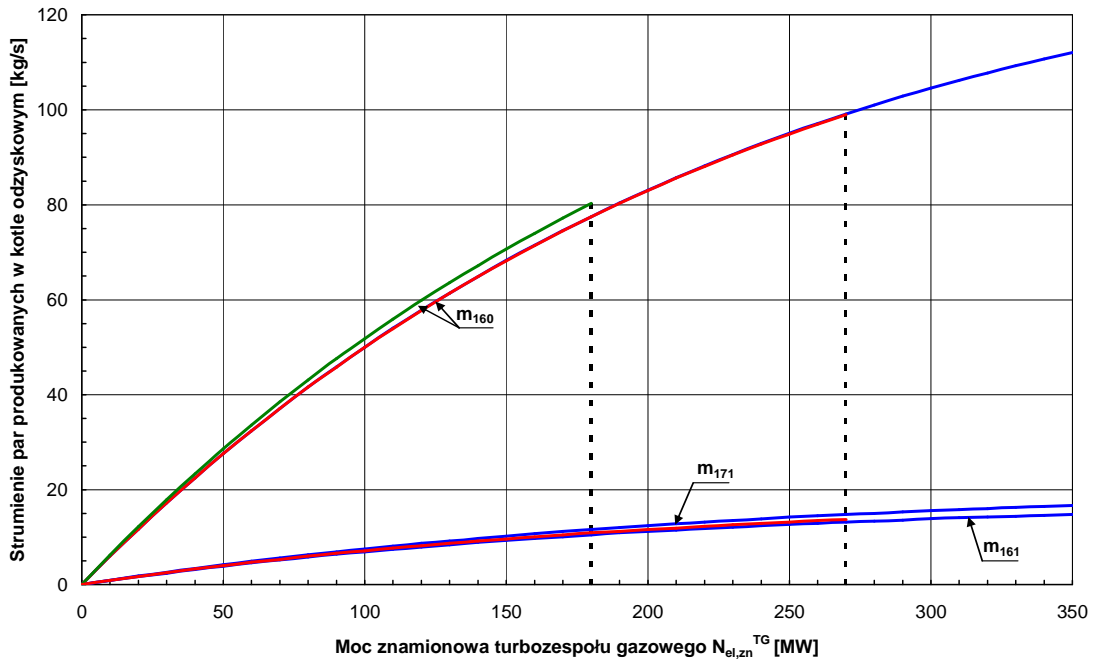
Rys. 6.17b. Strumień pary świeżej produkowanej w istniejącym kotle węglowym w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +8,1^{\circ}\text{C}$



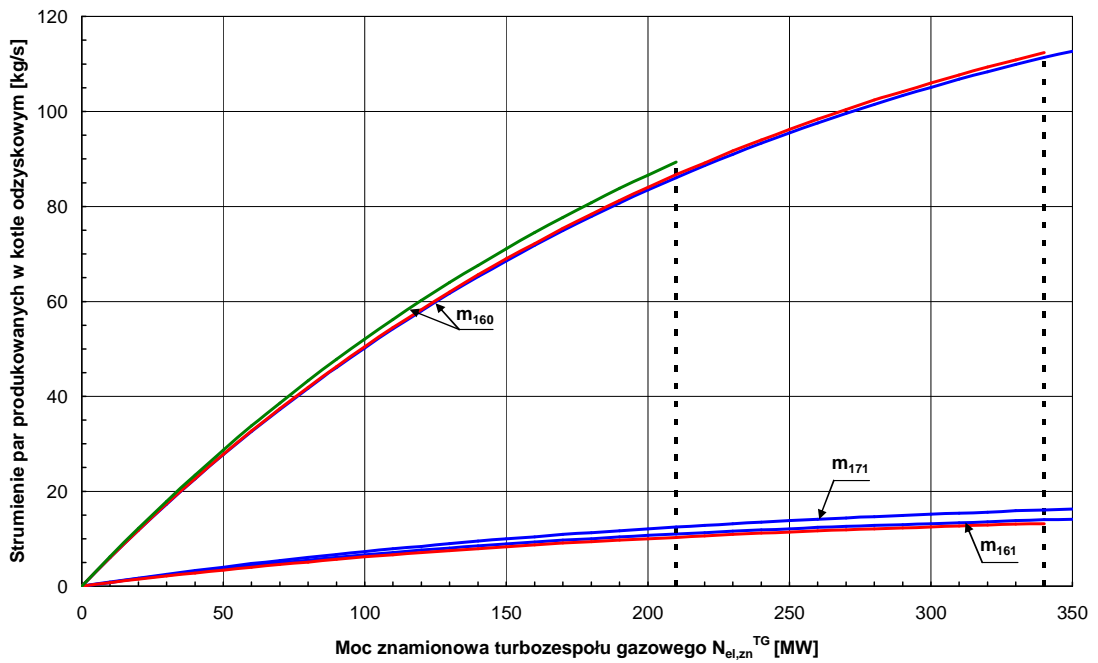
Rys. 6.17c. Strumień pary świeżej produkowanej w istniejącym kotle węglowym w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +20^{\circ}\text{C}$



Rys. 6.18a. Strumienie pary świeżej, wtórnie przegrzanej i niskociśnieniowej produkowanych w kotle odzyskowym w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = -20^{\circ}\text{C}$

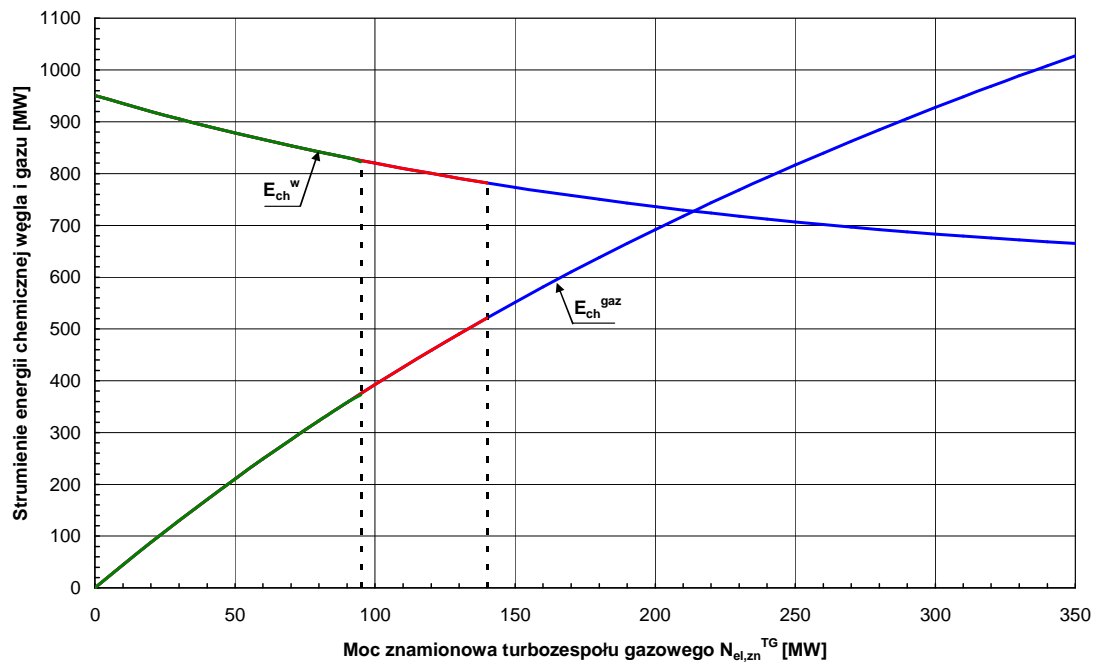


Rys. 6.18b. Strumienie pary świeżej, wtórnie przegrzanej i niskociśnieniowej produkowanych w kotle odzyskowym w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +8,1^{\circ}\text{C}$

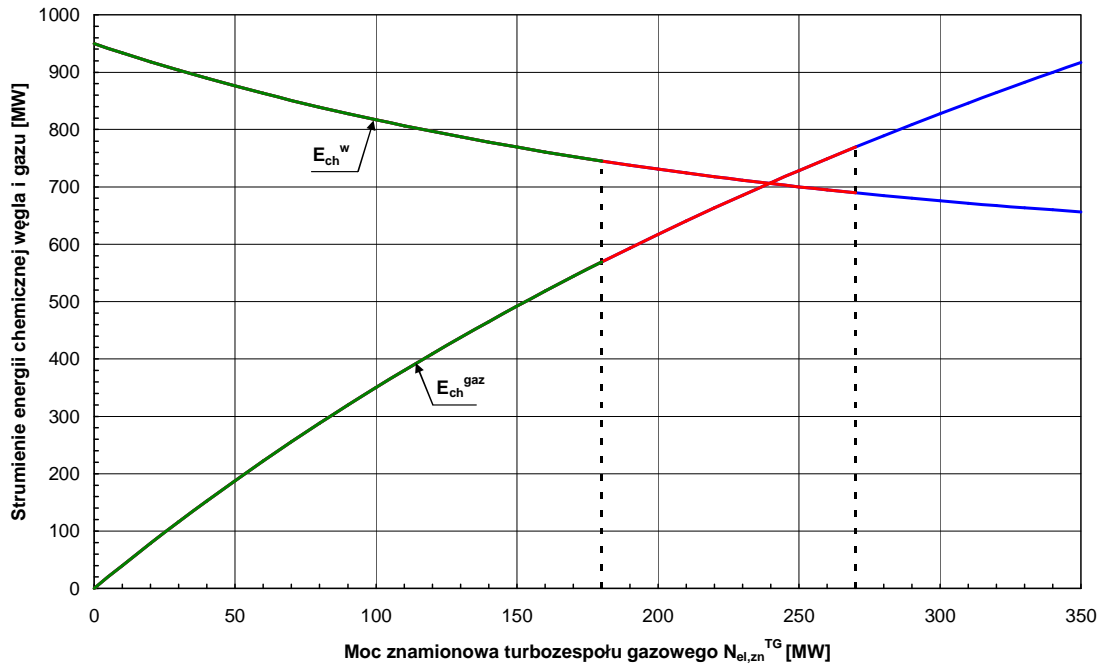


Rys. 6.18c. Strumienie pary świeżej, wtórnie przegrzanej i niskociśnieniowej produkowanych w kotle odzyskowym w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +20^{\circ}\text{C}$

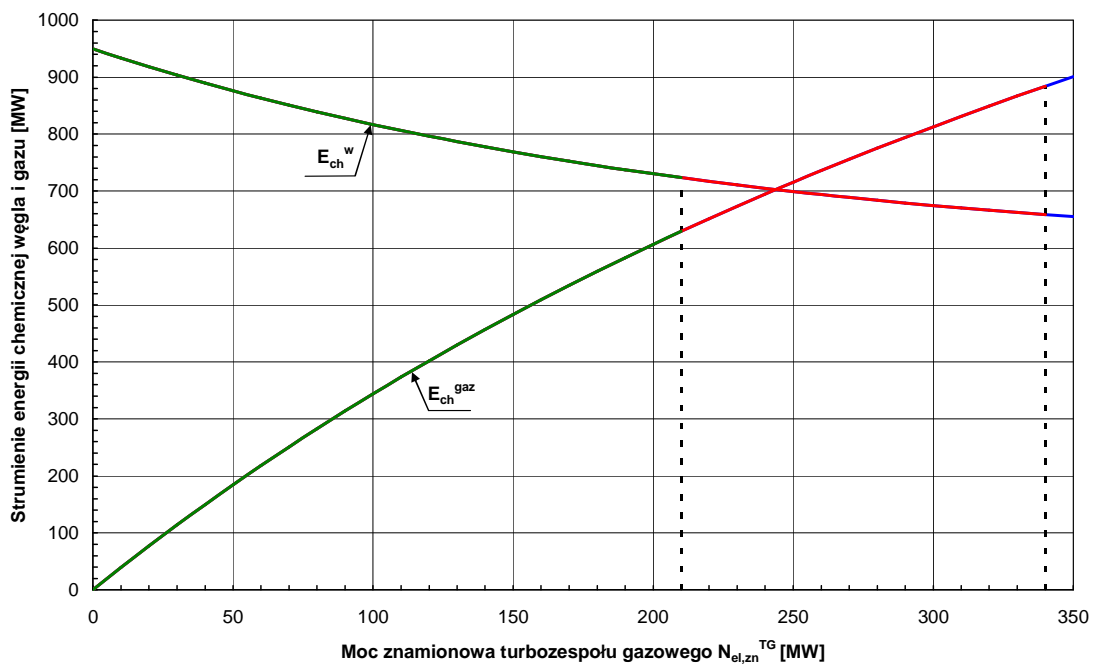
Na rysunkach 6.19–6.21 przedstawiono zużycie energii chemicznej gazu i węgla w zmodernizowanym bloku. Zmniejszenie zużycia węgla ma istotne znaczenie, gdyż znacząco zmniejsza straty egzergii w kotle i tym samym istotnie zwiększa sprawność wytwarzania energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku (rozdziały 1., 6.2.2.1, 7.1).



Rys. 6.19a. Strumienie energii chemicznej gazu spalane w turbinie gazowej i węgla w istniejącym kotle węglowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego (strumień energii chemicznej gazu nie zależy od struktury kotła odzyskowego)
dla temperatury otoczenia $t_{ot} = -20^{\circ}\text{C}$

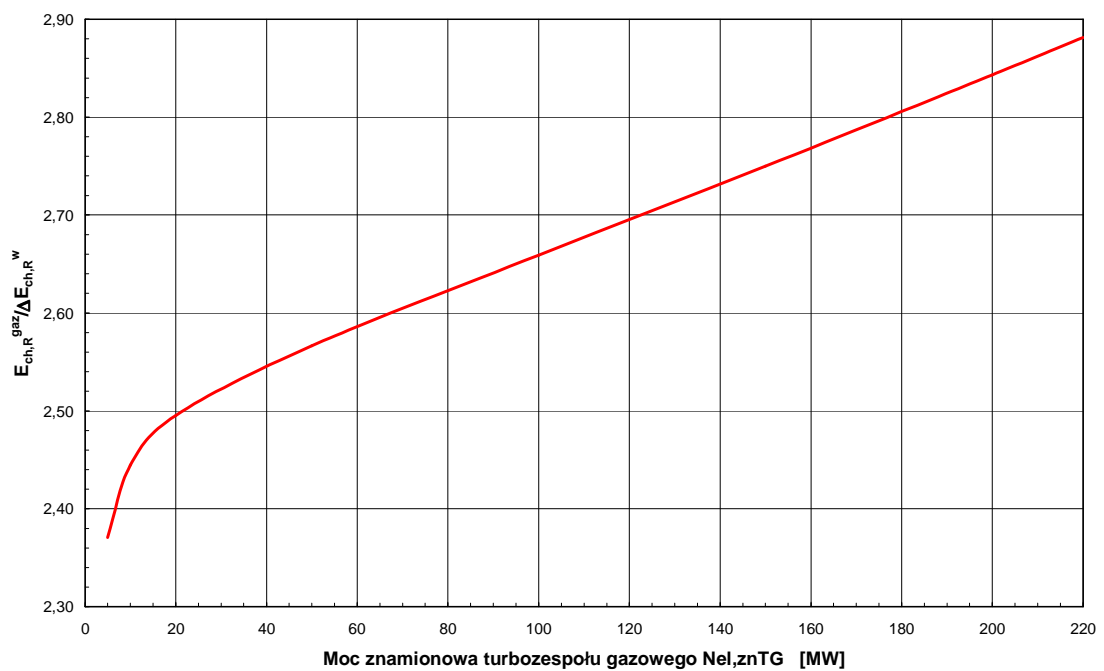


Rys. 6.19b. Strumienie energii chemicznej gazu spalanego w turbinie gazowej i węgla w istniejącym kotle węglowym w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego (strumień energii chemicznej gazu nie zależy od struktury kotła odzyskowego) dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +8,1^{\circ}\text{C}$

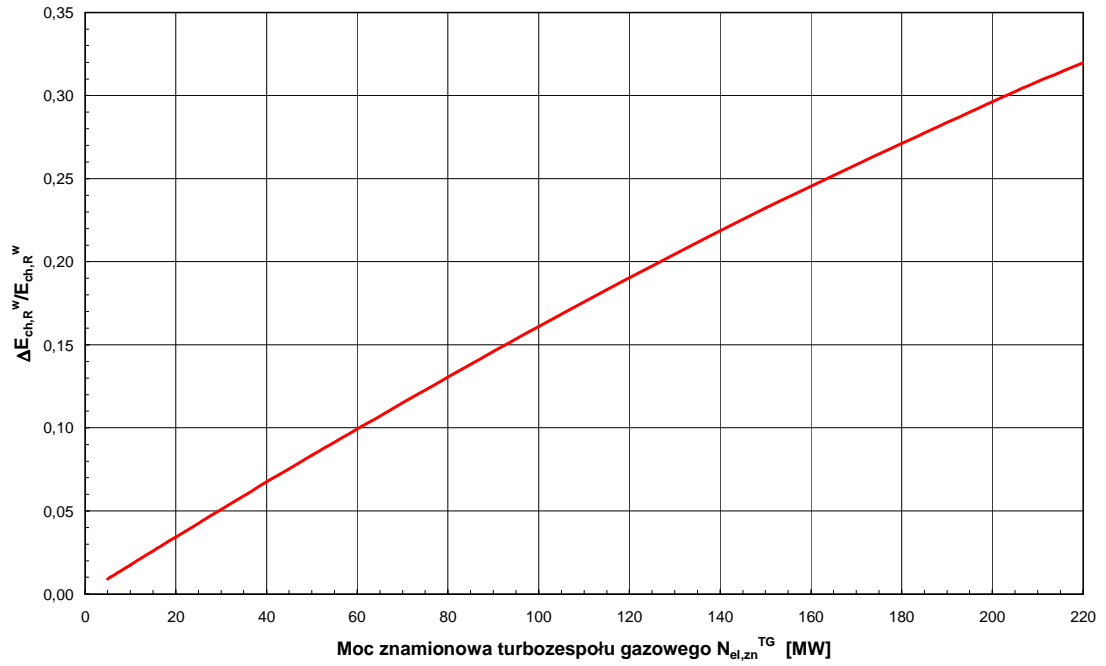


Rys. 6.19c. Strumienie energii chemicznej gazu spalanego w turbinie gazowej i węgla w istniejącym kotle węglowym w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego (strumień energii chemicznej gazu nie zależy od struktury kotła odzyskowego) dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +20^{\circ}\text{C}$

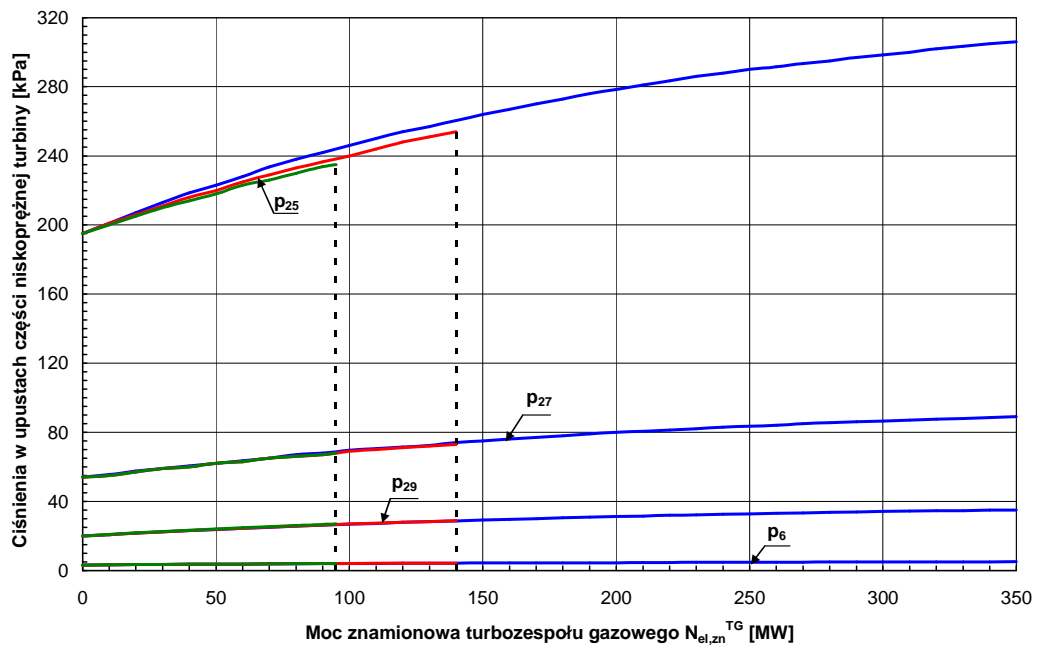
Stosunek rocznego zużycia energii chemicznej gazu w turbinie w układzie z kotłem dwuciśnieniowym (tylko taki w praktyce, co już powyżej zaznaczono, ma uzasadnienie ekonomiczne) do rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym przedstawiono na rys. 6.20. Zmniejszenie to wynika ze zmniejszonej produkcji pary świeżej w kotle. Na rysunku 6.21 przedstawiono stosunek rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym w zmodernizowanym bloku do rocznego zużycia przed modernizacją.



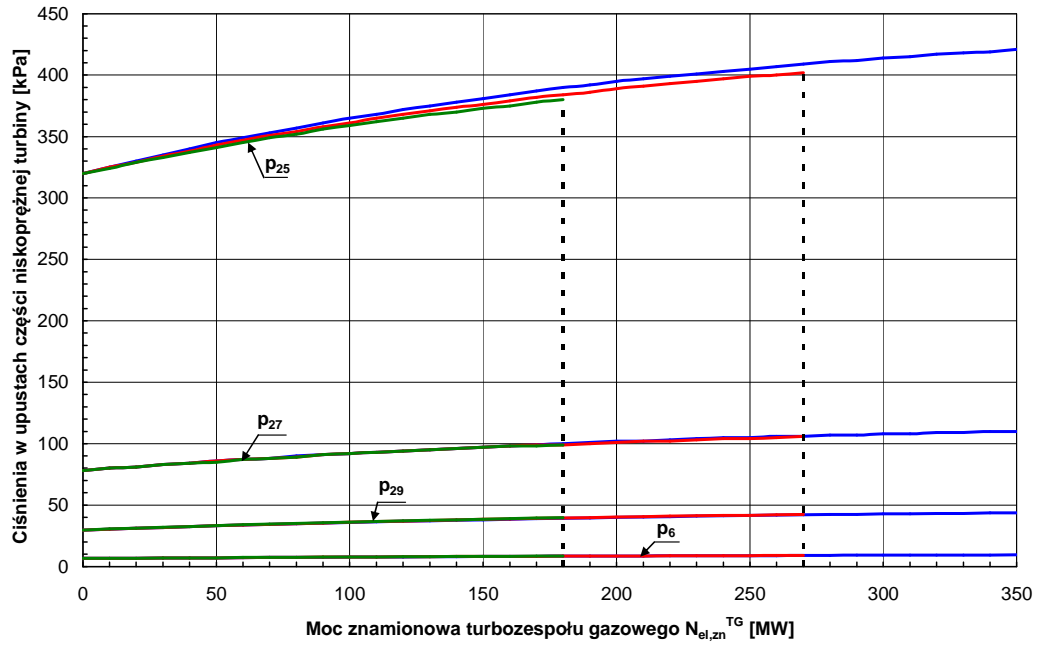
Rys. 6.20. Stosunek rocznego zużycia energii chemicznej gazu w turbinie do rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym w zmodernizowanym bloku w funkcji mocy turbosespołu gazowego i kotła odzyskowego dwuciśnieniowego



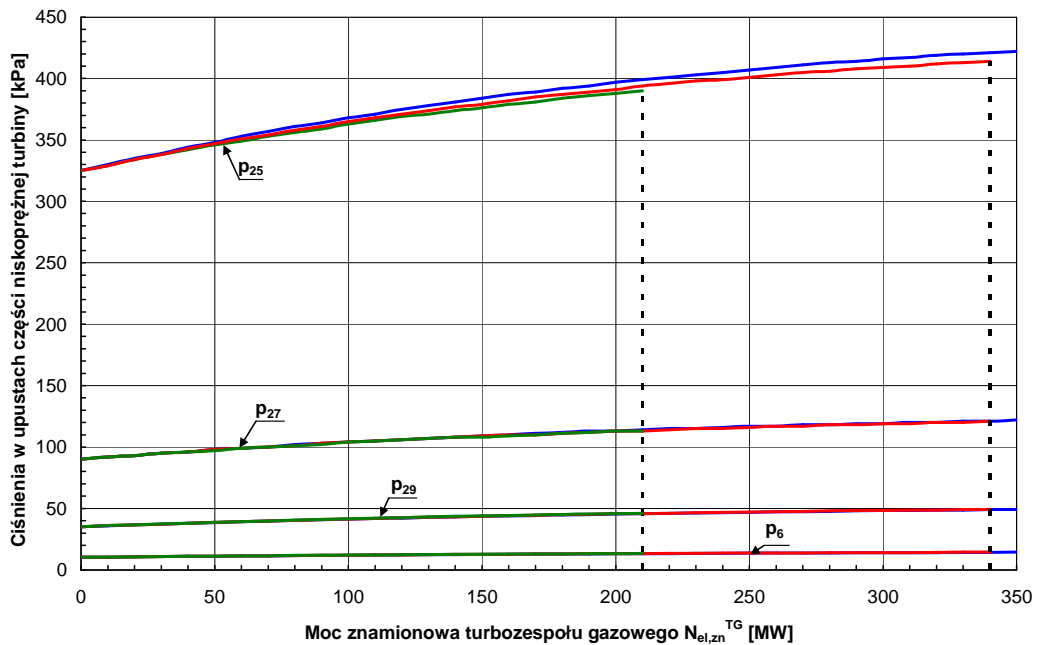
Rys. 6.21. Stosunek rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym zmodernizowanym bloku do rocznego zużycia przed modernizacją w funkcji mocy turbosespołu gazowego i kotła odzyskowego dwuciśnieniowego



Rys. 6.22a. Ciśnienia w upustach części niskoprężnej turbiny parowej w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = -20^{\circ}\text{C}$

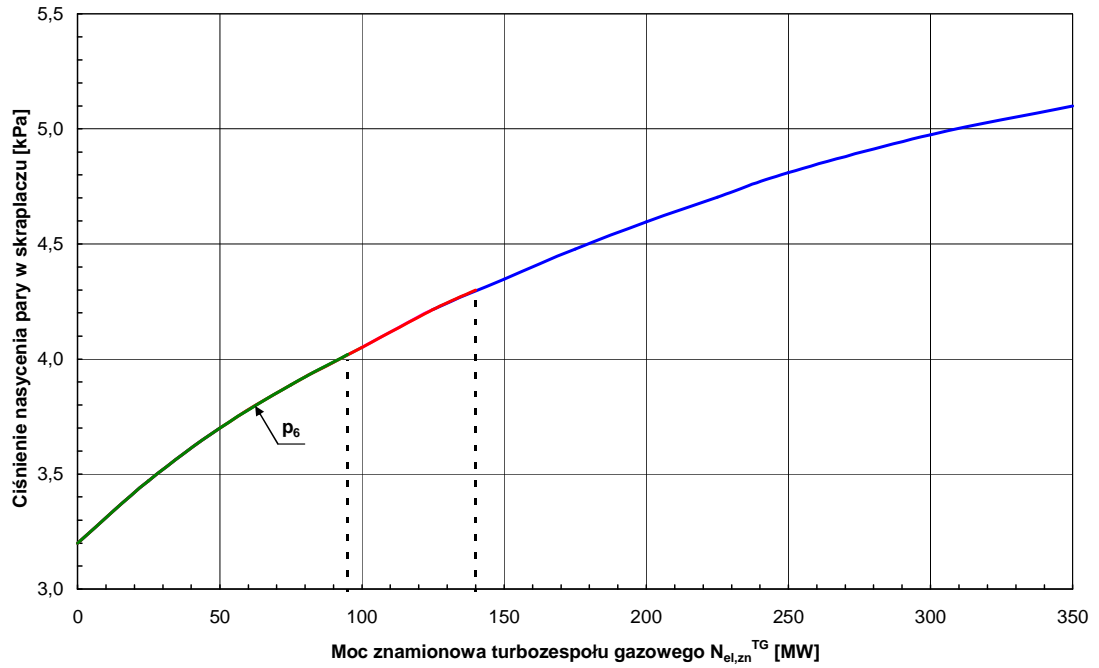


Rys. 6.22b. Ciśnienia w upustach części niskoprężnej turbiny parowej w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +8,1^{\circ}\text{C}$

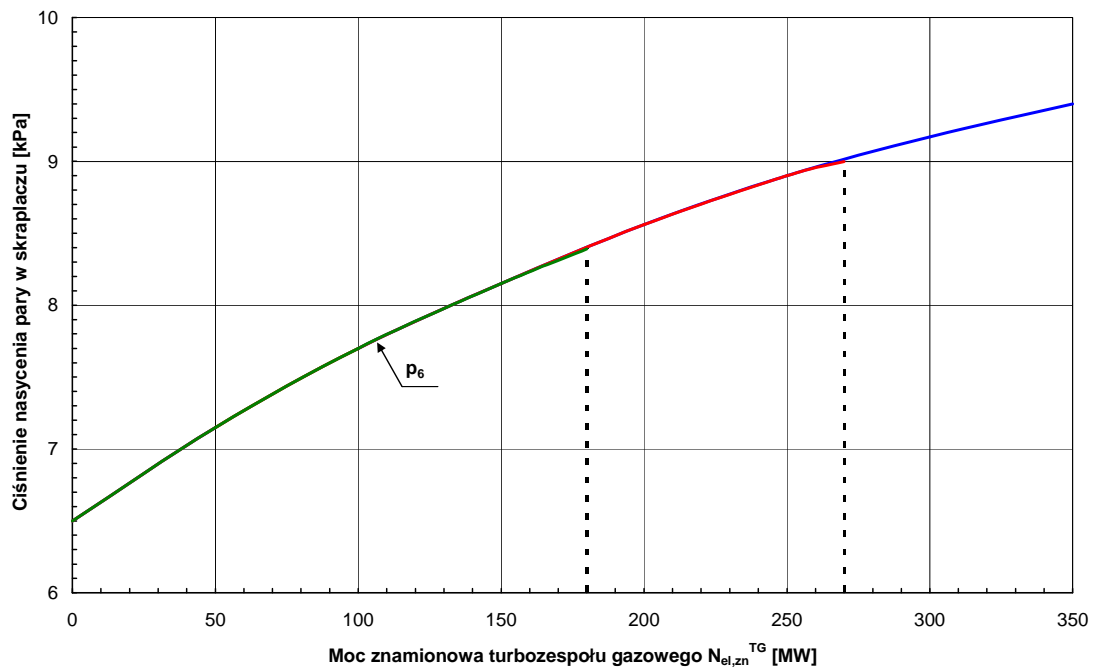


Rys. 6.22c. Ciśnienia w upustach części niskoprężnej turbiny parowej w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +20^{\circ}\text{C}$

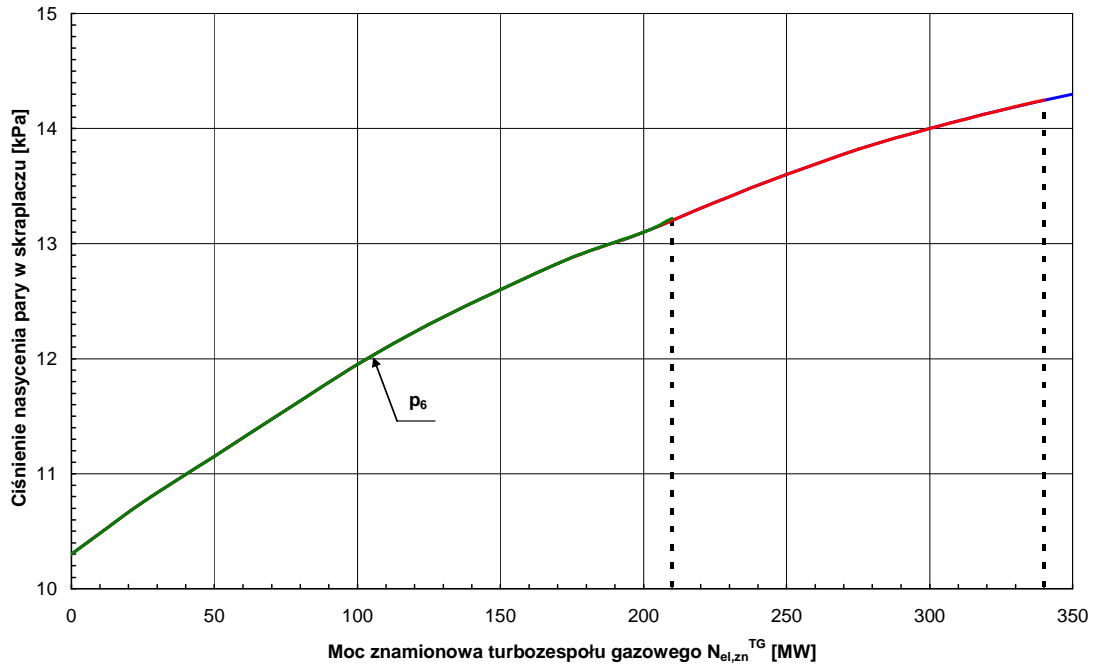
Na rysunku 6.23 w większej skali pokazano ponownie ciśnienie nasycenia p_6 w skraplaczu KQ1.



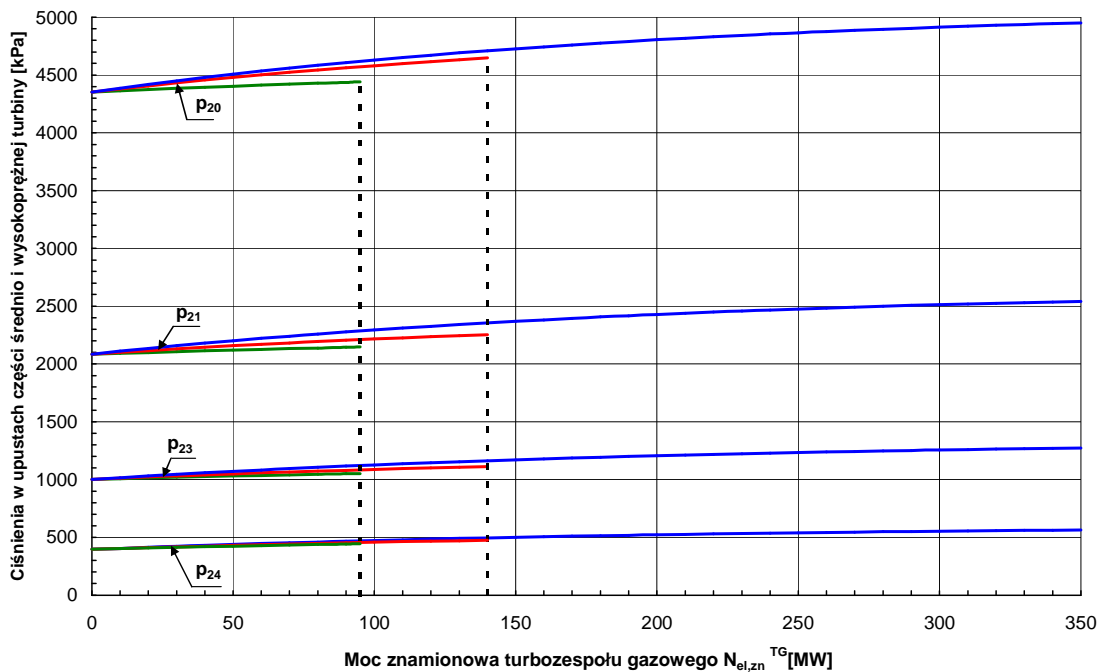
Rys. 6.23a. Ciśnienie nasycenia w skraplaczu w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = -20^{\circ}\text{C}$



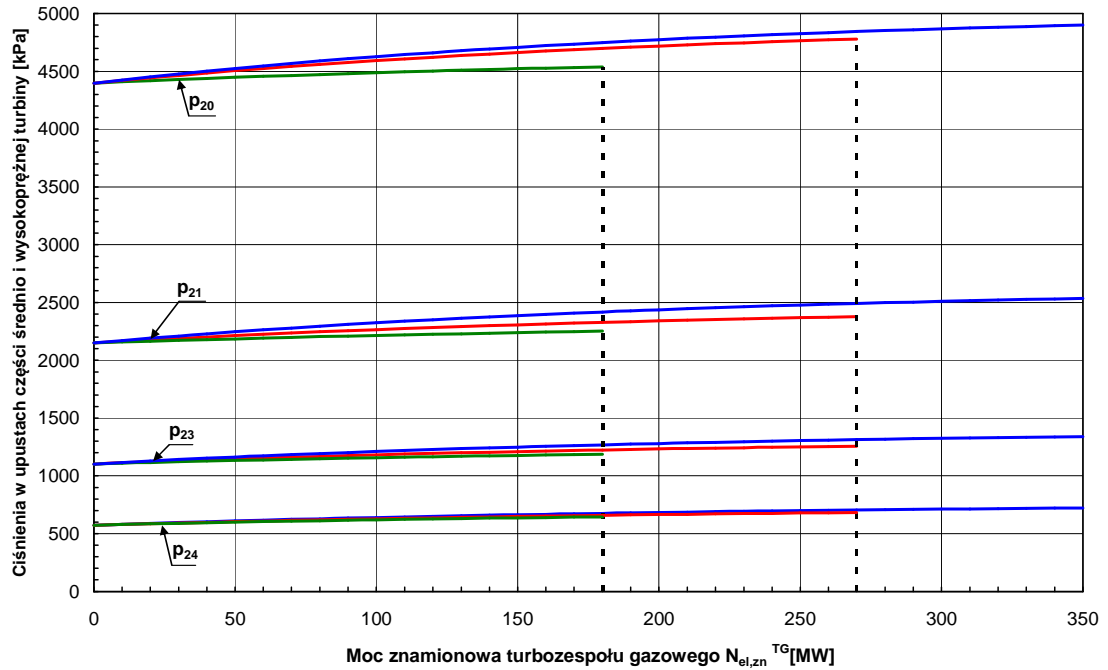
Rys. 6.23b. Ciśnienie nasycenia w skraplaczu w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +8,1^{\circ}\text{C}$



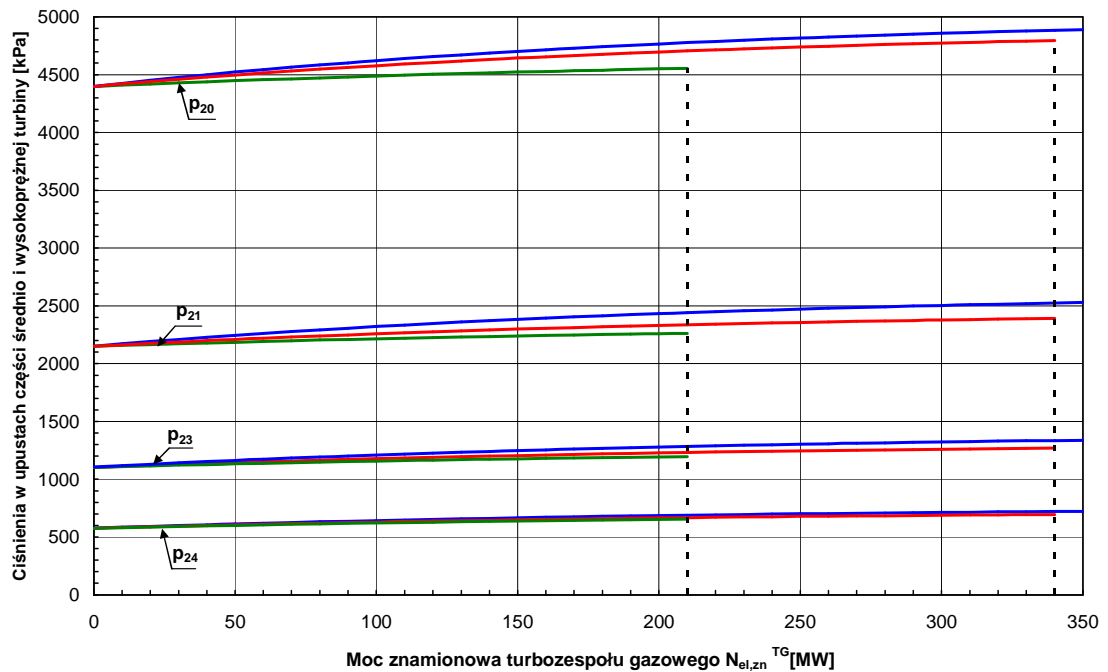
Rys. 6.23c. Ciśnienie nasycenia w skraplaczu w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +20^{\circ}\text{C}$



Rys. 6.24a. Ciśnienia w upustach części średnio- i wysokoprężnej turbiny parowej w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = -20^{\circ}\text{C}$

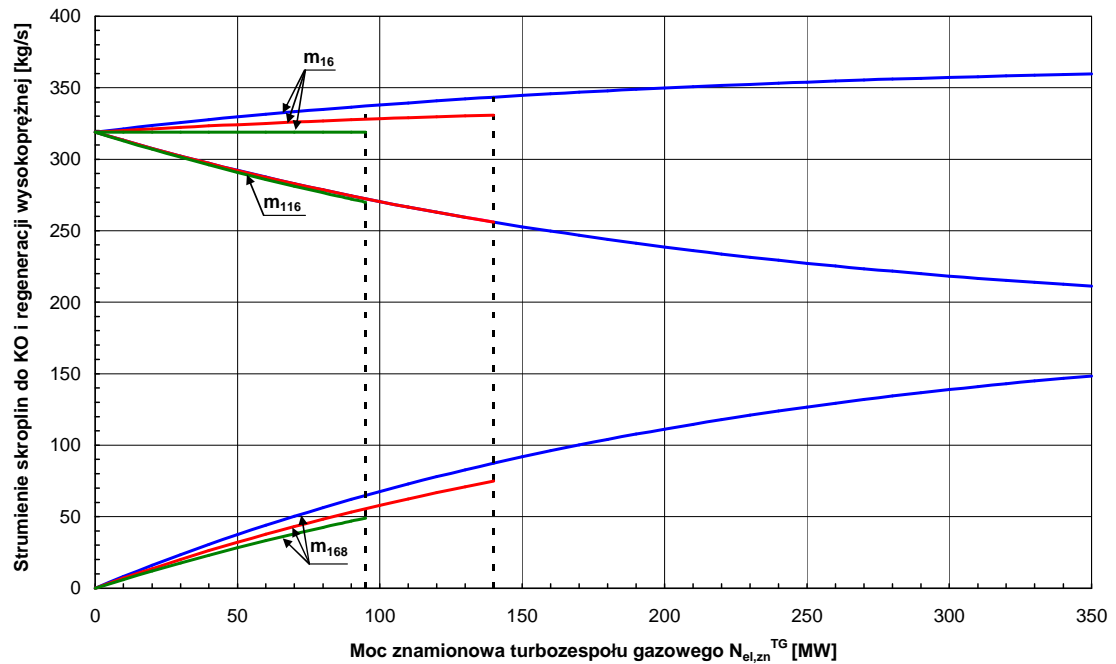


Rys. 6.24b. Ciśnienia w upustach części średnio- i wysokoprężnej turbiny parowej w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +8,1^{\circ}\text{C}$

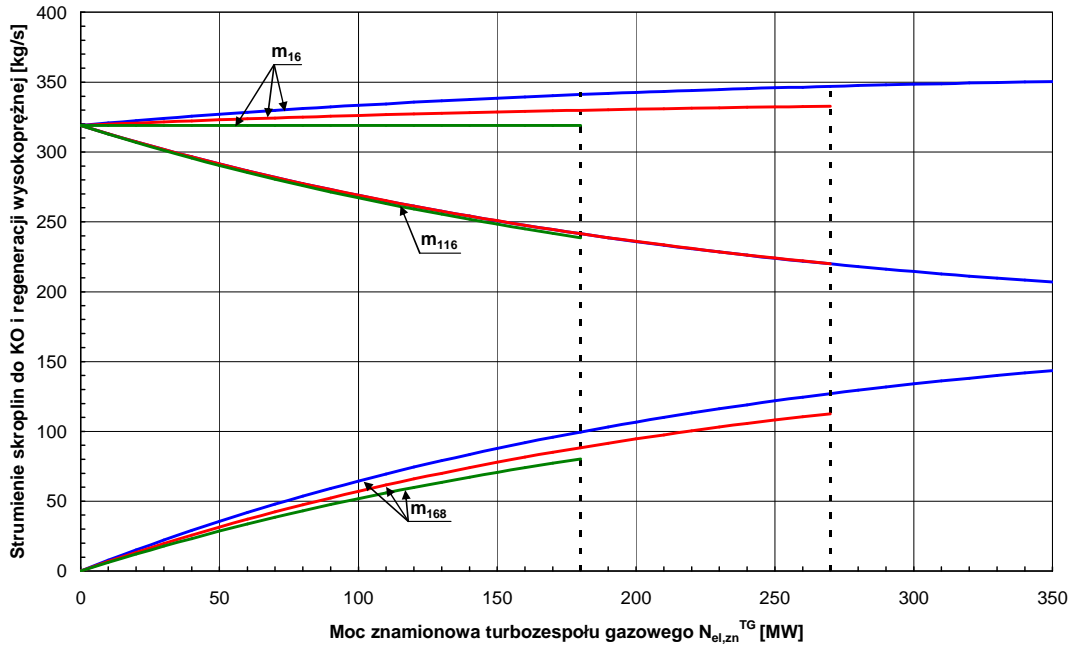


Rys. 6.24c. Ciśnienia w upustach części średnio- i wysokoprężnej turbiny parowej w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +20^{\circ}\text{C}$

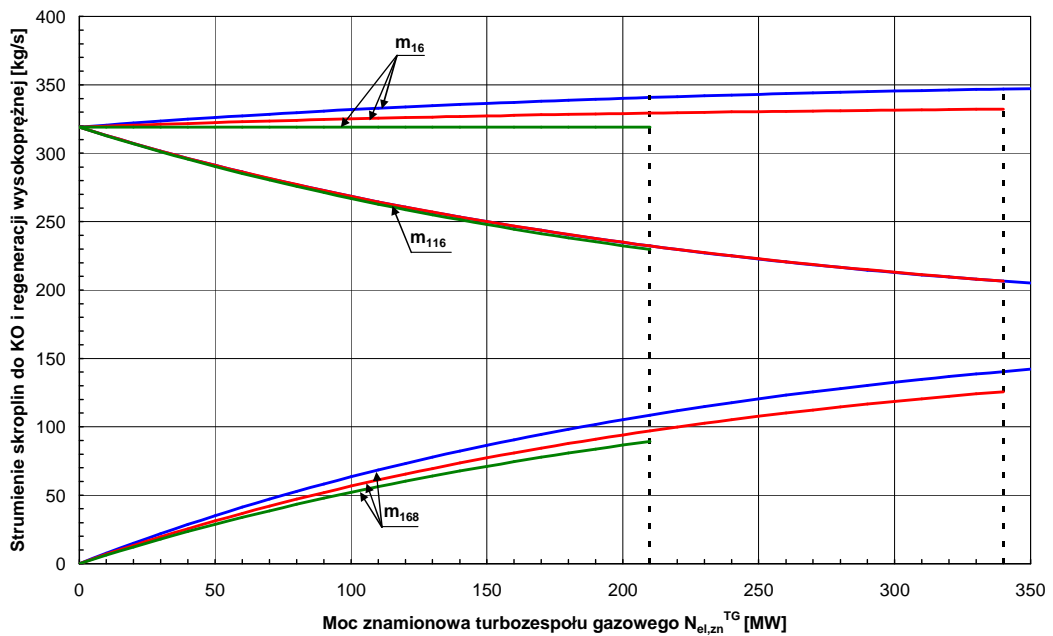
Na rysunku 6.25 przedstawiono zmianę strumienia skroplin wylotowych ze zbiornika wody zasilającej ZZ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4 i do kotła odzyskowego. W przypadku kotła odzyskowego trójciśnieniowego skropliny doprowadzane są do niego bezpośrednio z umieszczonego w nim wymiennika regeneracyjnego – rys. 1.2.



Rys. 6.25a. Strumienie skroplin wylotowych ze zbiornika wody zasilającej ZZ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4 i do kotła odzyskowego w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego (dla KO 3. ciś. skropliny są doprowadzane bezpośrednio z wymiennika regeneracyjnego umieszczonego w KO) dla temperatury otoczenia $t_{ot} = -20^{\circ}\text{C}$



Rys. 6.25b. Strumienie skroplin wylotowych ze zbiornika wody zasilającej ZZ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4 i do kotła odzyskowego w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego (dla KO 3. ciś. skropliny są doprowadzane bezpośrednio z wymiennika regeneracyjnego umieszczonego w KO) dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +8,1^{\circ}\text{C}$



Rys. 6.25c. Strumienie skroplin wylotowych ze zbiornika wody zasilającej ZZ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4 i do kotła odzyskowego w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego (dla KO 3. ciś. skropliny są doprowadzane bezpośrednio z wymiennika regeneracyjnego umieszczonego w KO) dla temperatury otoczenia $t_{ot} = +20^{\circ}\text{C}$

6.4.1.1. Podsumowanie

Jak wynika z przeprowadzonych obliczeń, efektywność termodynamiczna modernizacji jest bardzo duża – rys. 6.12. Jednocześnie moc elektryczna bloku, pomimo skojarzenia, przy nadbudowie bloku turbozespołem gazowym o mocy 350 MW i kotłem trójciśnieniowym zwiększa się nawet dwukrotnie i wynosi ok. 800 MW – rys. 6.11. Całkowita sprawność wytwarzania energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku rośnie wówczas od wartości brutto 41% sprzed modernizacji do wartości sprawności pozornej turbozespołu parowego (wzór (6.9)), będącej niejako jej odpowiednikiem, aż do $\chi \approx 66\%$. Całkowita sprawność energetyczna bloku (wzór (6.7)) wynosi natomiast $\eta_{c,R} \approx 60\%$, sprawność przyrostowa ok. $\eta_{\Delta,R} \approx 39\%$. Dla turbozespołu gazowego o mocy 220 MW i kotła dwuciśnieniowego sprawność pozorna turbozespołu parowego wynosi $\chi_R = 57\%$, sprawność całkowita $\eta_{c,R} = 52\%$ – rys. 6.12.

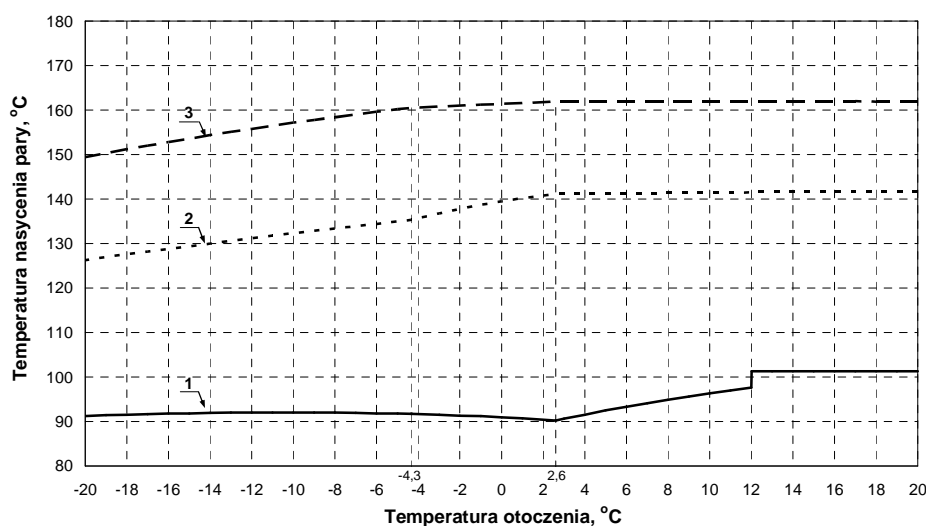
6.4.2. Praca układu z turbozespołem gazowym o nominalnej mocy elektrycznej 202 MW i kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym

W rozdziale analizie poddano układ z kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym, rys. 4.1. oraz turbozespołem gazowym W501F (SGT6-5000F) [37] o znamionowej mocy elektrycznej $N_{el,zn}^{TG} = 202$ MW, znamionowej temperaturze spalin wylotowych z turbiny $t_{wyl,zn}^{TG} = 578^\circ\text{C}$ i znamionowej sprawności wytwarzania energii elektrycznej $\eta_{TG,zn} = 38,1\%$. Temperaturę wylotowych spalin z kotła odzyskowego przyjęto równą $t_{wyl}^{KO} = 90^\circ\text{C}$.

Wybór mocy turbozespołu gazowego był podyktowany możliwością porównania skojarzonej pracy bloku 370 MW w układzie dwupaliwowym z jednopaliwową elektrociepłownią gazowo-parową (rozdział 7). Turbina 202. megawatowa doskonale bowiem „wpisuje” się w komunalne potrzeby ciepłe o szczytowym zapotrzebowaniu na moc równą $\dot{Q}_{c,max} = 220$ MW, rys. 6.10.

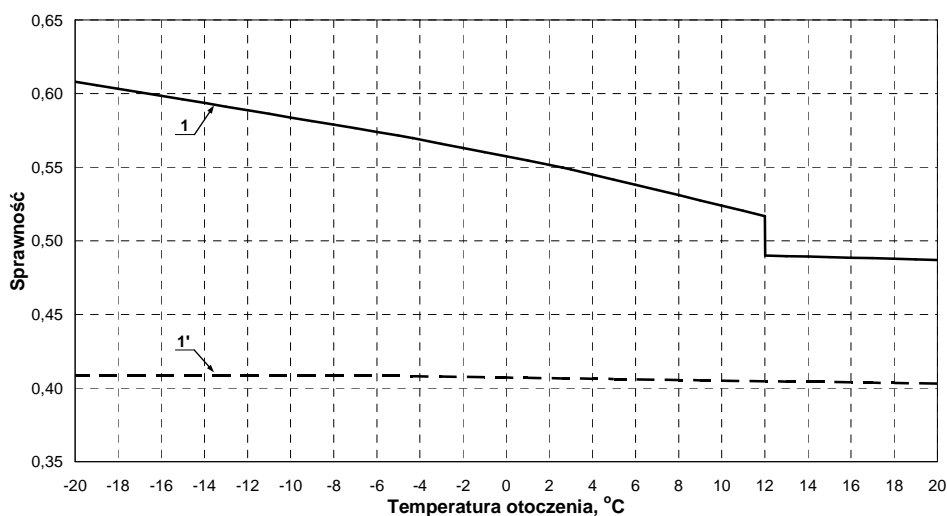
Na rys. 6.26 przedstawiono rozkłady temperatur nasycenia par w upustach A2, A3 i w przelotni SP-NP zasilających kolejno wymienniki XC2, XC3 i XC4 w funkcji temperatury otoczenia. Rozkłady te wynikają z poborów pary na potrzeby ciepła grzejnego zgodnie z wykresem jakościowej regulacji mocy cieplnej oddawanej z

elektrowni – rys. 6.9. Mają one podstawowe znaczenie, determinują bowiem przydatność poszczególnych upustów na potrzeby grzejne c.o. i c.w.u. Jak wynika z rys. 6.26, temperatury nasycenia par upustowych w całym zakresie temperatury otoczenia gwarantują podgrzewanie wody sieciowej w wymiennikach XC2, XC3 i XC4 do założonych temperatur.



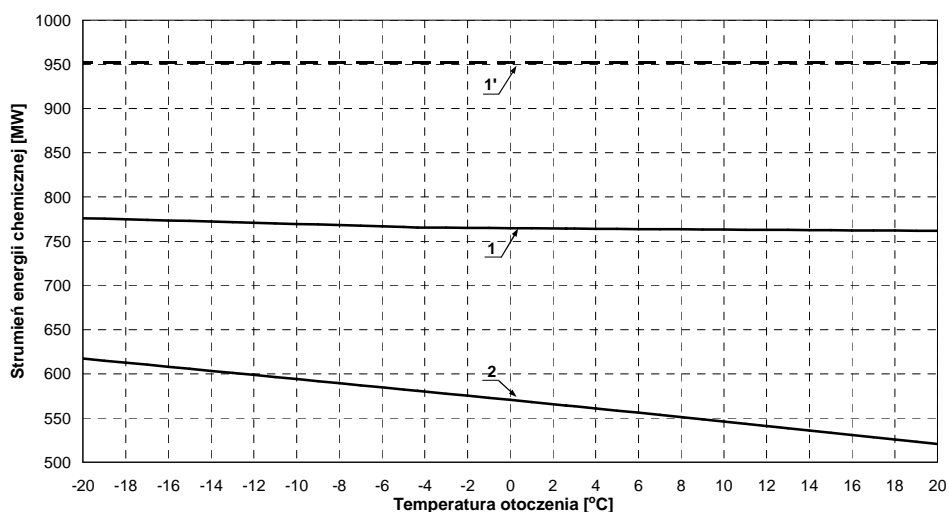
Rys. 6.26. Temperatury nasycenia pary upustowej po modernizacji bloku w funkcji temperatury otoczenia (1 – temperatura w upuście A2; 2 – temperatura w upuście A3; 3 – temperatura w przelotni SP-NP)

W obliczeniach termodynamicznych założono, że strumień pary świeżej doprowadzanej do turbiny parowej ma niezależną od temperatury otoczenia stałą wartość, równą $\dot{m}_1 = 319 \text{ kg/s}$. Jest to wartość produkcji pary w kotle przed modernizacją bloku. Po modernizacji strumień ten jest sumą produkowanych par świeżych w istniejącym kotle węglowym i w kotle odzyskowym (rys. 4.1, $\dot{m}_{19} = 247 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_{160} = 73 \text{ kg/s}$), co ze względów termodynamicznych jest korzystne. W im większym bowiem stopniu kocioł odzyskowy „odciąża” kocioł węglowy (ograniczeniem jest techniczne minimum kotła węglowego), będący największym źródłem strat energii w układzie, tym większa jest sprawność wytwarzania energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku (rozdział 1). Sprawność średnioroczna wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w bloku wynosi $\eta_{c,R} = 55\%$ (rys. 6.27), jego sprawności przyrostowa i pozorna (rozdział 6.2) kolejno odpowiednio $\eta_{\Delta,R} = 44\%$, $\chi_R = 54\%$ (rys. 6.37).



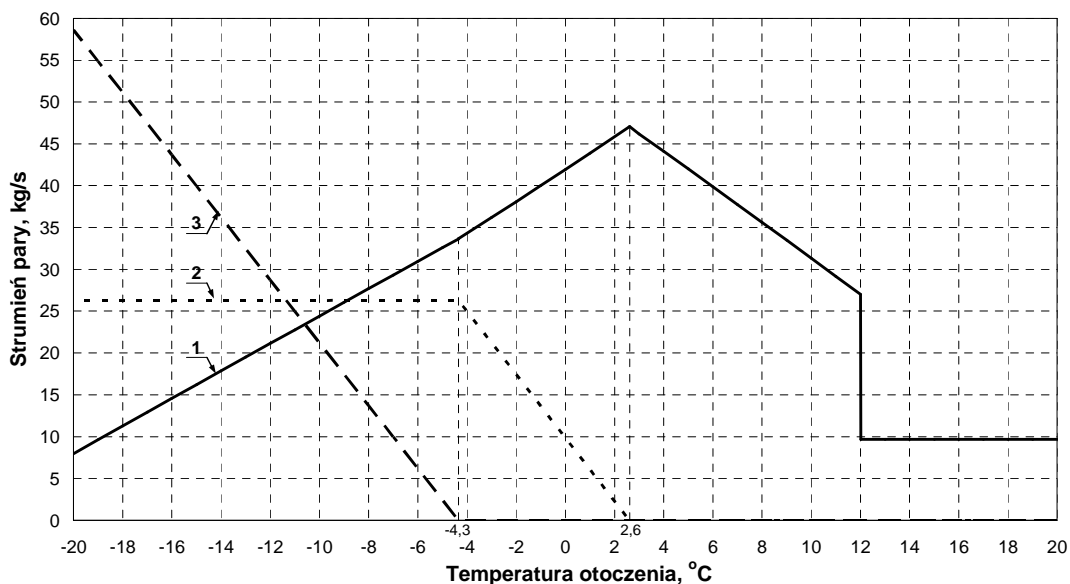
Rys. 6.27. Sprawność energetyczna bloku brutto w funkcji temperatury otoczenia
(1 – po modernizacji; 1' – przed modernizacją)

Stosunek rocznego zużycia energii chemicznej gazu w 202 MW turbinie do rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym wynosi $E_{ch,R}^{gaz} / \Delta E_{ch,R}^w = 2,9$. Zmniejszenie to (rys. 6.28) wynika ze zmniejszonej produkcji pary świeżej w kotle o wartość $\dot{m}_{160} = 73 \text{ kg/s}$.

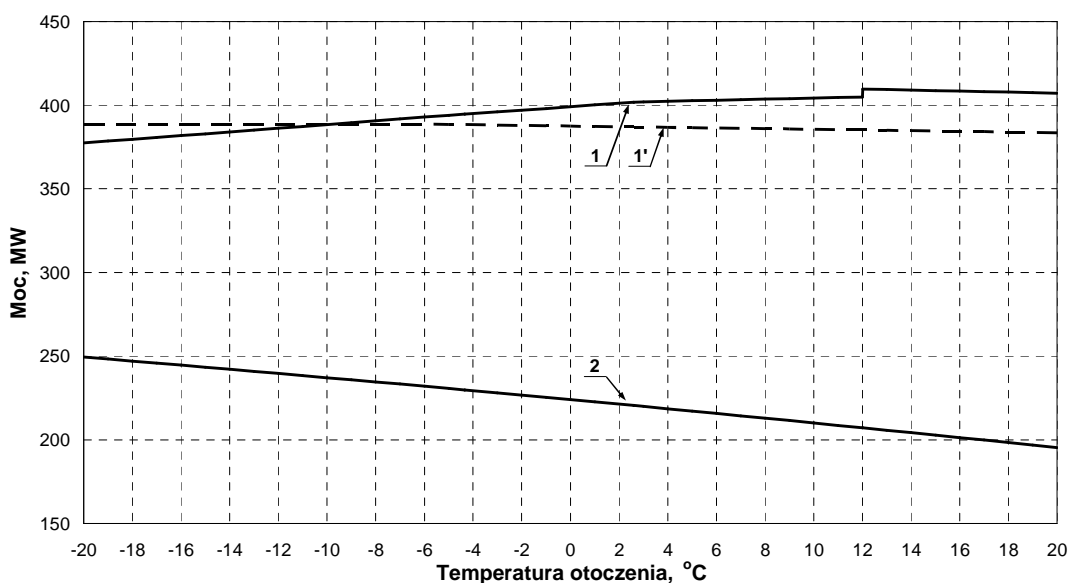


Rys. 6.28. Strumień energii chemicznej spalanego węgla w kotle parowym i gazu w turbinie gazowej w funkcji temperatury otoczenia (1 – strumień energii chemicznej węgla po modernizacji; 1' – strumień energii chemicznej węgla przed modernizacją; 2 – strumień energii chemicznej gazu)

W wyniku nadbudowy pomimo poboru upustowej pary grzejnej do wymienników ciepłowniczych XC2, XC3, XC4 (rys. 6.29) następuje średnioroczny przyrost mocy turbozespołu parowego o wartość $\Delta N_{TP} = 17$ MW (rys. 6.30), skąd wspomniany konieczny zakup nowego generatora elektrycznego o mocy 420 MW.

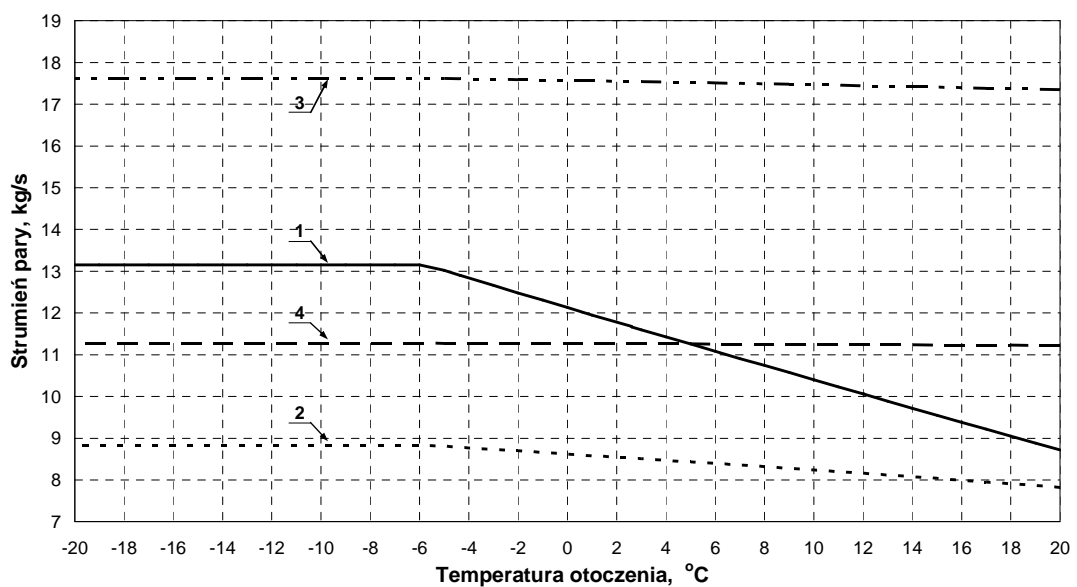


Rys. 6.29. Strumień pary upustowej do wymienników ciepłowniczych w funkcji temperatury otoczenia (1 – strumień do wymiennika XC2; 2 – strumień do wymiennika XC3; 3 – strumień do wymiennika XC4)

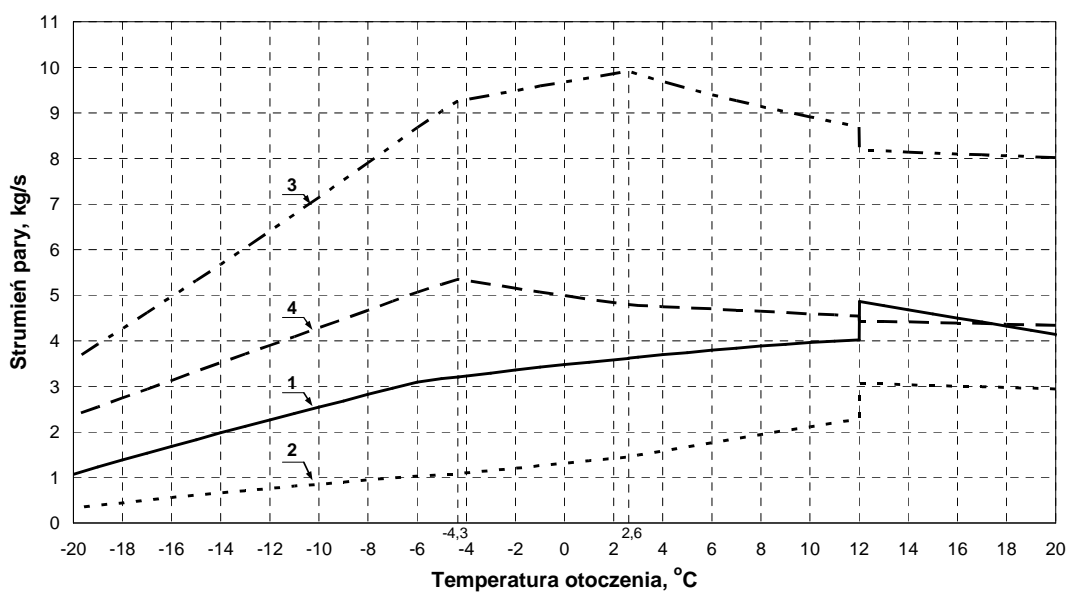


Rys. 6.30. Moce turbozespołów parowego i gazowego w funkcji temperatury otoczenia (1 – moc turbozespołu parowego po modernizacji; 1' – moc turbozespołu parowego przed modernizacją; 2 – moc turbozespołu gazowego)

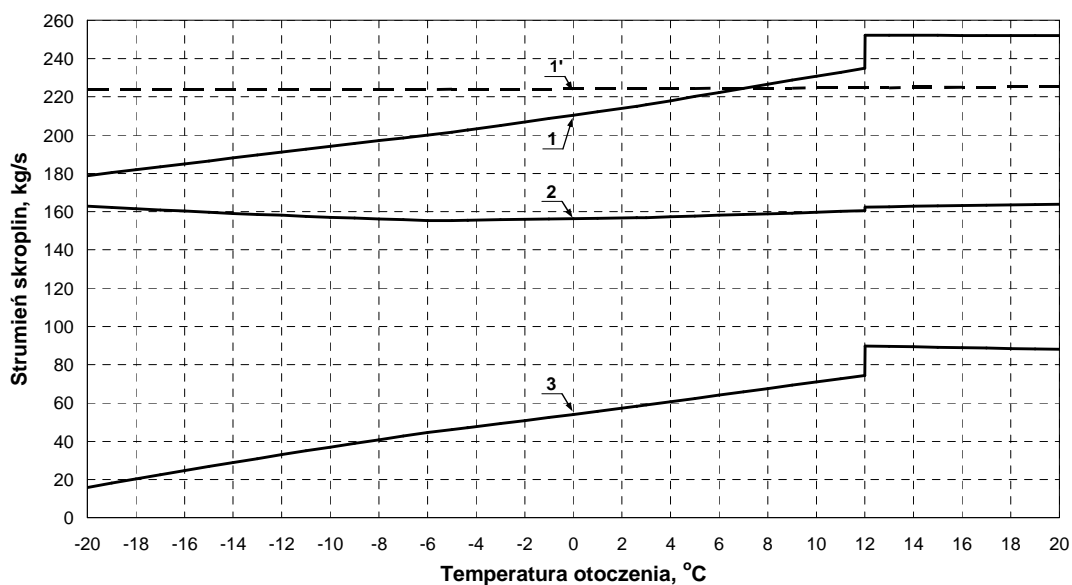
Dzieje się tak dzięki ok. 60% zmniejszonemu poborowi upustowej pary do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4 (rys. 6.31, 6.32) w wyniku częściowego zastąpienia jej regeneracją w kotle odzyskowym oraz dzięki zmniejszonemu przepływowi do nich skroplin ze skraplacza KQ1 (rys. 6.33). Ten mniejszy przepływ jest następstwem wspomnianej regeneracji w kotle odzyskowym, a także dzięki skojarzonej pracy bloku. Również produkcja pary średniociśnieniowej w kotle odzyskowym, w ilości $\dot{m}_{161} = 8 \text{ kg/s}$, przyczynia się do wzrostu mocy turbosespołu parowego.



Rys. 6.31. Strumień pary upustowej do wymienników regeneracji niskoprężnej przed modernizacją bloku w funkcji temperatury otoczenia (1 – strumień do wymiennika XN1; 2 – strumień do wymiennika XN2; 3 – strumień do wymiennika XN3; 4 – strumień do wymiennika XN4)



Rys. 6.32. Strumień pary upustowej do wymienników regeneracji niskoprężnej po modernizacji bloku w funkcji temperatury (1 – strumień do wymiennika XN1; 2 – strumień do wymiennika XN2; 3 – strumień do wymiennika XN3; 4 – strumień do wymiennika XN4)



Rys. 6.33. Skropliny ze skraplacza KQ1 w funkcji temperatury otoczenia (1 – skropliny z KQ1 po modernizacji; 1' – skropliny z KQ1 przed modernizacją; 2 – skropliny do kotła odzyskowego; 3 – skropliny do wymienników regeneracji niskoprężnej; skropliny 1 równe są sumie skroplin 2 + 3)

6.5. Wyniki ekonomicznych obliczeń modernizacji bloku 370 MW

W rozdziale 6.4 przedstawiono wyniki termodynamicznej analizy modernizacji bloku o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW do pracy skojarzonej i układu gazowo-parowego dwupaliwowego przez jego nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym jedno-, dwu- i trójciśnieniowym. Analizę wykonano dla całego zakresu mocy produkowanych turbozespołów gazowych, $N_{el}^{TG} \in (0;350 \text{ MW})$. W niniejszym rozdziale zaprezentowano wyniki obliczeń ekonomicznej efektywności tej modernizacji, wartości minimalnej ceny ciepła (wzór (6.52)) i granicznej ceny energii elektrycznej (wzór (6.53)). Obliczenia wykonano dla zakresu mocy turbozespołów gazowych $N_{el}^{TG} \in (0;220 \text{ MW})$ [37] i wyłącznie dla kotła odzyskowego dwuciśnieniowego, gdyż tylko taki ma uzasadnienie ekonomiczne (rozdział 6.2.2.2). Ograniczenie rozpatrzonego zakresu mocy turbozespołów gazowych z 350 do 220 MW wynika, jak już zaznaczono w rozdziale 6.4.1, z niemożności uzyskania zbieżności obliczeń powyżej mocy 220 MW dla układu z kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym.

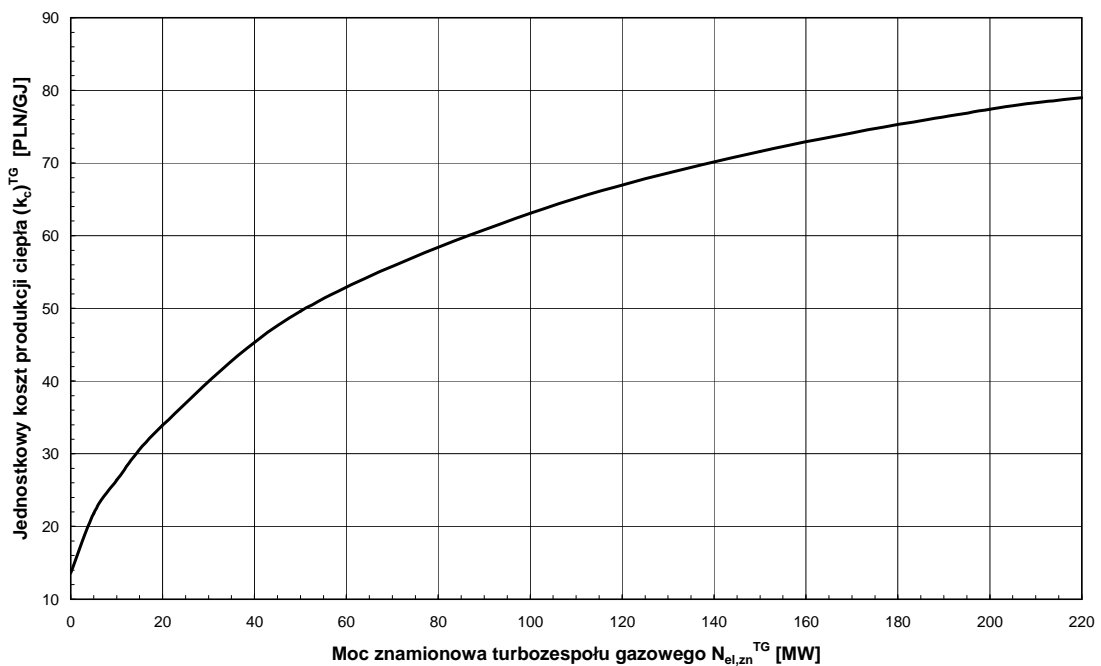
6.5.1. Praca układu z kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym

Do obliczeń przyjęto następujące wartości danych wejściowych.

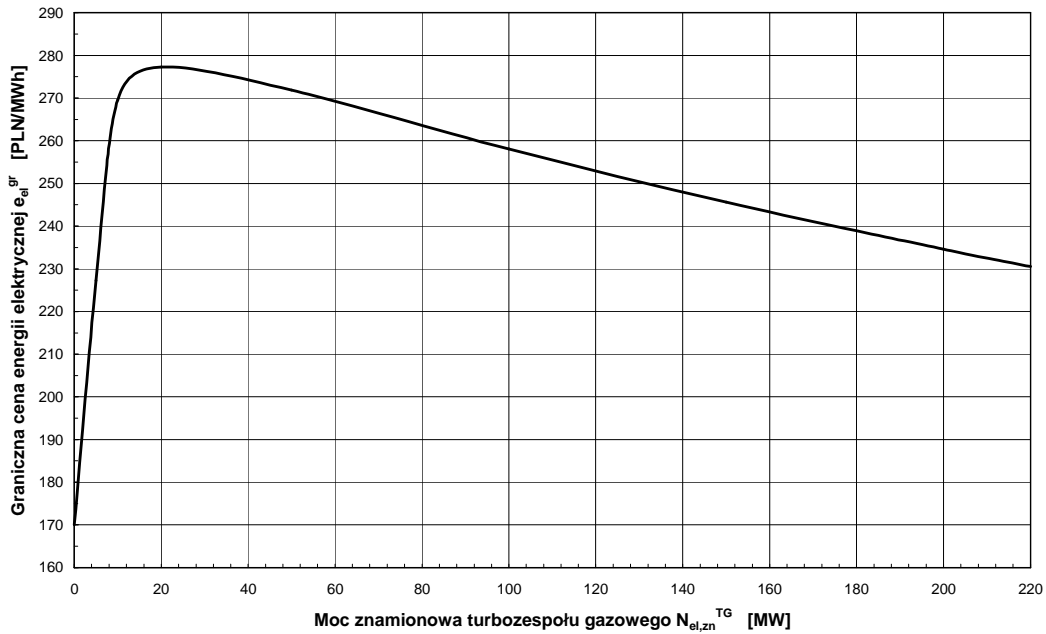
- Szacunkowe nakłady inwestycyjne pod klucz J^{TG} na nadbudowę bloku turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym przyjęto zgodnie z równaniem (6.27), w którym znamionowa moc elektryczna turbozespołu gazowego $N_{el,zn}^{TG}$ wyrażona jest w megawatach. W szacunkowych nakładach J^{TG} uwzględniono konieczne środki finansowe na zakup i montaż nowego skraplacza i nowej części niskoprężnej NP turbiny parowej o zwiększonych przepustowościach oraz nowego generatora elektrycznego o większej mocy. Szacunkowe nakłady inwestycyjne na przystosowanie bloku do pracy skojarzonej przyjęto równe $J^{sk} = 145,6 \text{ mln PLN}$ [15]. Całkowite nakłady inwestycyjne na modernizację bloku wynoszą $J^{mod} = J^{sk} + J^{TG}$.
- Względny wskaźnik elektrycznych potrzeb własnych zmodernizowanego bloku $\epsilon_{el}^{mod} = 4\%$.

- Jednostkowa cena węgla $e_{\text{pal}} = 11,4 \text{ PLN/GJ}$.
- Jednostkowa cena gazu $e_g = 28 \text{ PLN/GJ}$.
- Jednostkowa średnioroczna cena energii elektrycznej $(e_{\text{el}})^{\text{ist}} = 170 \text{ PLN/MWh}$.
- Roczna stopa amortyzacji, konserwacji i remontów $z\rho + \delta_{\text{rem}} = 16\%$.
- Jednostkowe stawki za emisje: $p_{\text{CO}_2} = 0,25 \text{ PLN/Mg}$, $p_{\text{CO}} = 0,11 \text{ PLN/kg}$,
 $p_{\text{NO}_x} = 0,46 \text{ PLN/kg}$, $p_{\text{SO}_2} = 0,46 \text{ PLN/kg}$, $p_{\text{pył}} = 0,50 \text{ PLN/kg}$ (rozdział 6.3.1.3).

Obliczone wartości jednostkowego kosztu produkcji ciepła $(k_c)^{\text{TG}}$ (wzór (6.52)) i granicznej (minimalnej) ceny sprzedaży energii elektrycznej ze zmodernizowanego bloku $e_{\text{el}}^{\text{gr}}$ (wzór (6.53)) przedstawiono na rysunkach 6.34 i 6.35.



Rys. 6.34. Jednostkowy koszt produkcji ciepła $(k_c)^{\text{TG}}$ w funkcji mocy turbozespołu gazowego i kotła odzyskowego dwuciśnieniowego



Rys. 6.35. Graniczna cena energii elektrycznej e_{el}^{gr} w funkcji mocy turbozespołu gazowego i kotła odzyskowego dwuciśnieniowego

Jak wynika z przedstawionych na powyższych wykresach obliczeń, przy aktualnej cenie importowanego gazu ziemnego równej $e_g = 28$ PLN/GJ, aktualnych relacjach cenowych pomiędzy nośnikami energii, skojarzona praca bloku energetycznego 370 MW z jednoczesną jego nadbudową turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym jest ekonomicznie nieuzasadniona. Jednostkowy koszt produkcji ciepła $(k_c)^{TG}$ jest bowiem wówczas znacznie wyższy od kosztu dla skojarzonej pracy bloku bez jego nadbudowy turbiną gazową wynoszącego $k_c = 13,6$ PLN/GJ [15]. Graniczna cena energii elektrycznej e_{el}^{gr} jest również znacznie wyższa od średniorocznej aktualnej rynkowej ceny jej sprzedaży $(e_{el})^{ist} = 170$ PLN/MWh.

6.5.2. Praca układu z turbozespołem gazowym o nominalnej mocy elektrycznej 202 MW i kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym

Wykorzystując metodykę z rozdziału 6.3 szczegółowej analizie poddano układ z kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym, (rys. 4.1), i turbozespołem gazowym W501F (SGT6-5000F), tym samym co w rozdziale 6.4.2. Szacunkowe nakłady inwestycyjne pod klucz na modernizację bloku wynoszą wówczas:

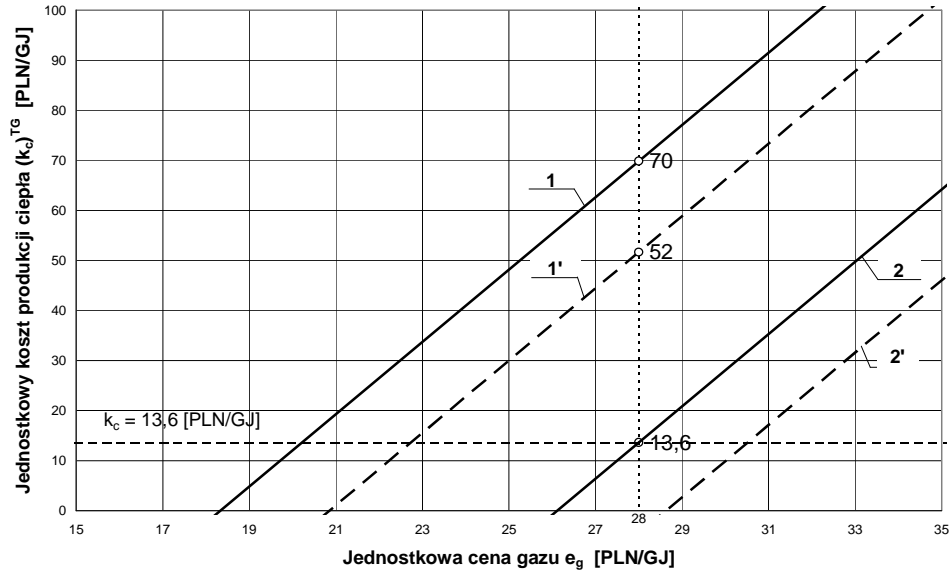
- nakłady na nadbudowę bloku turbiną gazową i kotłem odzyskowy $J^{TG} = 375$ mln PLN (wzór (6.27)),

- nakłady na przystosowanie bloku do pracy skojarzonej $J^{sk} = 145,6$ mln PLN [15].

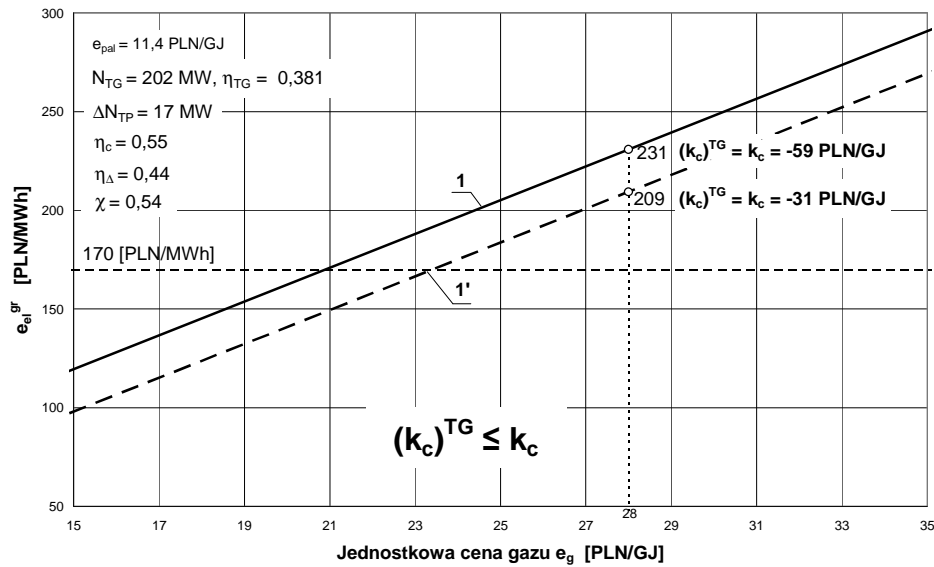
W nakładach J^{TG} uwzględniono cenę koniecznego zakupu napędzanego turbiną parową nowego generatora elektrycznego o mocy 420 MW oraz nakłady na prace budowlano-montażowe na jego zainstalowanie. Zakup nowego generatora (ok. 6 mln €) jest tańszy, nawet do 50%, od modernizacji starego [97]. Stopę $z_p + \delta_{rem}$ [7] przyjęto równą 16%.

6.5.2.1. Wrażliwość jednostkowego kosztu produkcji ciepła i granicznej ceny energii elektrycznej na cenę gazu i wysokość jednostkowych stawek za emisje SO_2 , NO_x

Na rysunku 6.36. przedstawiono jednostkowy koszt produkcji ciepła $(k_c)^{TG}$ (wzór (6.35)) w zmodernizowanym bloku w funkcji ceny gazu. Gdy cena sprzedaży energii elektrycznej po modernizacji nie ulega zmianie i równa się cenie sprzed modernizacji $(e_{el})^{ist} = 170$ PLN/MWh, to koszt $(k_c)^{TG}$ przy aktualnych jednostkowych stawkach za emisje $p_{CO_2} = 0,00025$ PLN/kg, $p_{CO} = 0,11$ PLN/kg, $p_{NO_x} = 0,46$ PLN/kg, $p_{SO_2} = 0,46$ PLN/kg, $p_{pył} = 0,31$ PLN/kg, aktualnych cenach importowanego gazu $e_g = 28$ PLN/GJ i cenie drogiego krajowego węgla $e_{pal} = 11,4$ PLN/GJ wynosi aż 70 PLN/GJ. Aby koszt ten był równy kosztowi produkcji ciepła $k_c = 13,6$ PLN/GJ w układzie skojarzonym bez jednoczesnej nadbudowy bloku turbozespołem gazowym (wzór (6.38)), to cena energii elektrycznej musiałaby wzrosnąć do wartości $(e_{el})^{mod} = 196,6$ PLN/MWh (rys. 6.36). Należy jednak zaznaczyć, że przy tej cenie energii elektrycznej jednocześnie obniży się i koszt k_c z uwagi na dodatni wówczas we wzorze (6.38) składnik $(E_{el,R})^{ist} [(e_{el})^{mod} - (e_{el})^{ist}]$. Tak więc bardziej opłacalną jest produkcja ciepła w bloku bez jego nadbudowy turbiną gazową. Nawet bardzo znaczne, stukrotne, podwyższenie jednostkowych stawek za emisje SO_2 , NO_x (rys. 6.36, 6.37) w sytuacji istniejących już w bloku 370 MW instalacji odsiarczania i odazotowanie spalin nie jest w stanie spowodować opłacalności jego nadbudowy turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym.



Rys. 6.36. Jednostkowy koszt produkcji ciepła $(k_c)^{TG}$ (1, 1' – $e_{el} = 170$ PLN/MWh; 2, 2' – $e_{el} = 196,6$ PLN/MWh;
1, 2 – $p_{NO_x} = p_{SO_2} = 0,46$ PLN/kg; 1', 2' – $p_{NO_x} = p_{SO_2} = 46$ PLN/kg)



Rys. 6.37. Graniczna cena energii elektrycznej (1 – $p_{NO_x} = p_{SO_2} = 0,46$ PLN/kg; 1' – $p_{NO_x} = p_{SO_2} = 46$ PLN/kg)

Aby sytuacja uległa zmianie (wzory (6.41), (6.43)), to cena energii elektrycznej musiałaby wzrosnąć jeszcze bardziej. Cenę tę, w funkcji ceny gazu, przedstawiono na rysunku 6.37. W rozważanym przypadku cena ta wynosi 231 PLN/MWh. Koszty produkcji ciepła w bloku z nadbudową i bez nadbudowy turbiną gazową mają wówczas wartość ujemną równą $(k_c)^{TG} = k_c = -59$ PLN/GJ, gdyż przyrost przychodu ze

sprzedaży energii elektrycznej znacznie przewyższa dla tej ceny przyrost rocznych kosztów działania zmodernizowanego bloku.

6.6. Podsumowanie i wnioski

Przy aktualnych relacjach cenowych pomiędzy nośnikami energii modernizacja opalanego węglem kamiennym bloku energetycznego 370 MW do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową 202. megawatowym turbozespołem gazowym w układzie równoległym jest ekonomicznie nieuzasadniona. Sama praca skojarzona, tj. bez nadbudowy, jest natomiast bardzo opłacalna [15]. Wysoka jest jednak, co oczywiste, efektywność termodynamiczna takiej modernizacji. I to nie tylko dzięki skojarzeniu. Dzieje się tak również dzięki „przejściu” przez kocioł odzyskowy od kotła węglowego BP-1150 częściowej produkcji pary świeżej w ilości $\dot{m}_{160} = 73 \text{ kg/s}$ o takich samych termicznych parametrach: temperaturze $t_{160} = t_1 = 540^\circ\text{C}$ i ciśnieniu $p_{160} = p_1 = 18,3 \text{ MPa}$ (rys. 4.1). Produkcja ta odbywa się, co ważne, przy bardzo niskiej temperaturze spalin wylotowych z turbiny gazowej równej $t_{\text{wyl.zn}}^{\text{TG}} = 578^\circ\text{C}$ oraz małych, rzędu kilku, kilkunastu stopni, spiętrzeniach temperaturowych (rys. 6.1–6.3). W kotle węglowym natomiast do produkcji pary służą spaliny o temperaturze spalania mieszanki pyłowo-powietrznej w komorze paleniskowej równej ok. 1300°C (dla wartości opałowej węgla $21,8 \text{ MJ/kg}$) i, co bardzo istotne, przy dużych spiętrzeniach, czego wynikiem jest mała sprawność wytwarzania energii elektrycznej w bloku. Na przykład różnica pomiędzy temperaturą spalania a temperaturą produkowanej w kotle pary świeżej wynosi prawie aż osiemset stopni ($760 = 1300 - 540$), co skutkuje bardzo dużymi stratami egzergii strumienia ciepła uzyskiwanego w wyniku spalania węgla, a tym samym sprawność brutto wytwarzania energii elektrycznej w bloku wynosi zaledwie $\eta_{\text{el}} = 41\%$ (netto 37%). Po modernizacji natomiast sprawność przyrostowa turbozespołu parowego, będąca niejako jej odpowiednikiem, wynosi $\chi = 54\%$.

Nawet bardzo znaczne (stukrotne) podwyższenie jednostkowych stawek za emisje SO_2 , NO_x (rys. 6.36, 6.37) w sytuacji istniejących już w elektrowni instalacji odsiarczania i odazotowania spalin nie jest w stanie spowodować opłacalności nadbudowy. Co więcej, podwyższenie stawek za emisje CO_2 pogłębia tylko tę nieopłacalność. Pomimo bowiem niemalże dwukrotnie mniejszej na jednostkę energii emisji CO_2 z turbiny gazowej od emisji CO_2 z kotła parowego, to w sytuacji prawie

trzykrotnie większej ilości energii chemicznej $E_{\text{ch,R}}^{\text{gaz}}$ spalane w turbinie gazu w stosunku do zmniejszonego zużycia energii chemicznej $\Delta E_{\text{ch,R}}^{\text{w}}$ spalane w kotle węgla, koszt środowiskowy za CO₂ rośnie.

Opłacalność ekonomiczną nadbudowy jest w stanie zapewnić podwyżka cen energii elektrycznej o ok. 15%. Tam bowiem, gdzie jest stosowane drogie paliwo, to i na odpowiednio wysokim poziomie powinien być sprzedawany produkt z niego otrzymywany. Obniżenie zatem również i ceny gazu, mało tego, obniżenie wartości stosunku ceny gazu do ceny węgla, również poprawiłoby efektywność modernizacji. Stosowanie krajowego gazu, tańszego o ok. 20% od gazu importowanego, zapewnia, przy aktualnym poziomie cen energii elektrycznej i węgla, opłacalność modernizacji bloku.

7. Analiza porównawcza skojarzonej pracy bloku 370 MW w układzie gazowo-parowym dwupaliwowym z jednopaliwową elektrociepłownią gazowo-parową o tej samej mocy cieplnej

7.1. Wprowadzenie

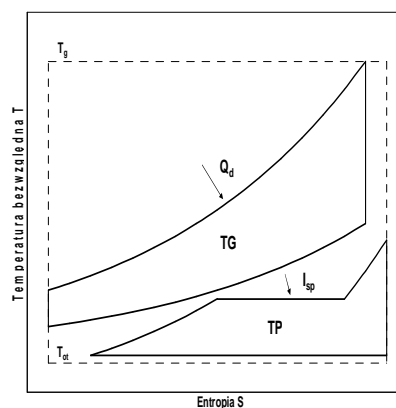
Sprawność energetyczną dowolnego obiegu można przez analogię do wzoru (1.2) wyrazić równaniem [8]:

$$\eta_t = 1 - \frac{\bar{T}_w}{\bar{T}_d}, \quad (7.1)$$

gdzie temperaturę T_{ot} izotermy obiegu Carnota dolnego źródła ciepła, jakim jest otoczenie, zastępuje się entropowo uśrednioną temperaturą \bar{T}_w podczas wyprowadzania ciepła z dowolnego obiegu, a temperaturę T_g górnego źródła ciepła entropowo uśrednioną temperaturą \bar{T}_d podczas doprowadzania ciepła do obiegu. Z zależności (7.1) wynika, że wytwarzanie energii elektrycznej w obiegach siłowni cieplnych powinno odbywać się przy jak najwyższej temperaturze \bar{T}_d czynnika roboczego podczas pobierania ciepła napędowego, tj. ciepła z zewnętrznego źródła oraz przy jak najniższej temperaturze \bar{T}_w czynnika podczas oddawania ciepła z obiegu. Taką niską temperaturą \bar{T}_w charakteryzuje się obieg Clausiusa-Rankine'a, co jest jego dużą zaletą. Jego izoterma skraplania niemalże bowiem pokrywa się z izotermą otoczenia obiegu Carnota, $\bar{T}_w \cong T_{ot}$ (rys. 7.1). Wykorzystanie natomiast górnego zakresu temperatury, już nawet od temperatury spalania gazu $t_{sp} = 1500^\circ\text{C}$, jest możliwe w turboszespołach gazowych. Produkcja energii elektrycznej odbywa się bowiem w nich bezpośrednio przez rozprężające się spaliny od tej właśnie temperatury i ciśnienia panującego w komorze spalania turbiny do ciśnienia otoczenia (rys. 7.2). Sprzęgnięcie zatem układu parowego z gazowym (rys. 1.1, 1.2, 4.1), którego zaletą jest właśnie w porównaniu z tym pierwszym istotnie wyższa temperatura \bar{T}_d (wadą obiegu gazowego jest natomiast niestety również i wysoka średnia temperatura \bar{T}_w czynnika podczas wyprowadzania z

nego ciepła), powoduje wykorzystanie zalet obu obiegów z jednoczesnym pozbyciem się ich wad, dzięki czemu następuje zwiększenie sprawności wytwarzania energii elektrycznej w zmodernizowanych elektrowniach do układu gazowo-parowego. Urządzeniem sprzęgającym oba obiegi jest kocioł odzyskowy – rys. 1.1b, 1.2, 4.1. Produkowana w nim para ma takie same termiczne parametry co para w kotle węglowym. Sumaryczny przy tym strumień pary z kotłów odzyskowego i węglowego \dot{m}_1 zasilający turbinę parową (rys. 1.2, 4.1) pozostaje taki sam, równy jest strumieniowi sprzed modernizacji. Do produkcji pary w kotle odzyskowym wykorzystuje się strumień niskotemperaturowej entalpii spalin \dot{I}_{sp} wylotowych z turbiny gazowej. Entalpia ta zastępuje zatem częściowo węgiel w istniejącym układzie węglowym (rys. 1.2, 4.1), dzięki czemu maleje jego zużycie. Maleje więc związana z nim strata niewykorzystywania górnego zakresu temperatury $T_{sp} - \bar{T}_d \cong 1000 \text{ K}$ (rozdział 1). W konsekwencji tym samym, jak już powyżej zaznaczono, uzyskuje się istotne zwiększenie sprawności wytwarzania energii elektrycznej w układach gazowo-parowych dwupaliwowych. Sprawność ta rośnie ze wzrostem mocy turbiny gazowej i może się zwiększyć nawet o ok. 10 punktów procentowych [81].

Najwyższą sprawność, dochodzącą nawet do 60%, uzyskuje się w układach gazowo-parowych jednopaliwowych (rys.7.1, 7.2), w których całkowicie został wyeliminowany kocioł węglowy i zatem w ogóle nie występuje niewykorzystywanie górnego zakresu temperaturowego spalin.



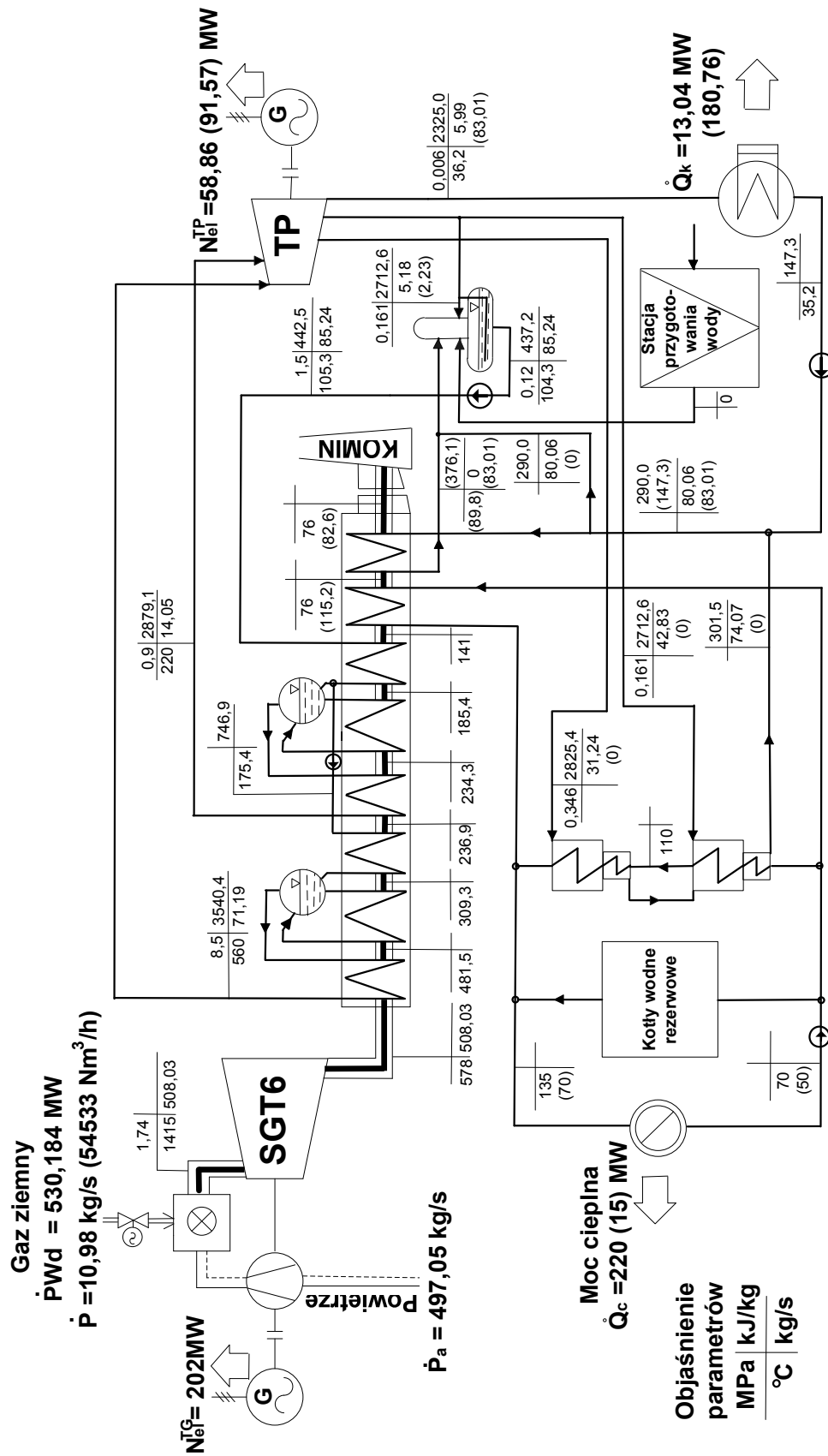
Rys. 7.1. Obieg porównawczy (teoretyczny) jednopaliwowego układu gazowo-parowego (TG – obieg Joule’a turbiny gazowej, TP – obieg Clausiusa-Rankine’a turbiny parowej, Q_d – ciepło napędowe doprowadzone do TG, I_{sp} – entalpia spalin wylotowych z turbiny gazowej doprowadzona do TP za pomocą kotła odzyskowego; linią kreskową zaznaczono obieg Carnota o skrajnych temperaturach T_{ot} i T_g)

Całe ciepło napędowe Q_d pochodzące ze spalania gazu (lub paliwa ciekłego) jest doprowadzane wyłącznie do pracującej według obiegu Joule'a turbiny gazowej (rys. 7.1, 7.2). Część parowa nadal pracuje według obiegu Clausiusa-Rankine'a, ale ciepłem napędowym do produkcji w nim pary jest wyłącznie niskotemperaturowa entalpia spalin I_{sp} wylotowych z turbiny (rys. 7.2). Dzięki temu unika się straty niewykorzystywania górnego zakresu temperatury w układzie i uzyskuje duże zwiększenie sprawności wytwarzania energii elektrycznej w porównaniu z układem wyłącznie parowym. To zwiększenie sprawności można również wytłumaczyć „graficznie”. Jak widać na rysunku 7.1. występuje dodatkowe „wypełnienie” obiegu Carnota przez obieg Joule'a, dzięki czemu następuje znaczne zmniejszenie rozbieżności pomiędzy powierzchnią ograniczoną przemianami zachodzącymi w obiegu Clausiusa-Rankine'a, a powierzchnią obiegu Carnota.

7.2. Wyniki termodynamicznych i ekonomicznych obliczeń

W rozdziałach 6.4.2, 6.5.2 dokonano termodynamicznej i ekonomicznej analizy modernizacji węglowego bloku 370 MW do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową turbozespołem gazowym o mocy 202 MW i kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym – rys. 4.1. Szczytowa moc cieplna bloku w sezonie zimowym wynosi 220 MW, moc w lecie na potrzeby c.w.u. równa się 15 MW, a roczna produkcja ciepła przyjmuje wartość $Q_R = 2\,095\,132$ GJ/a (rys. 6.10).

Przed realizacją przeanalizowanej w rozdziałach 6.4.2, 6.5.2 modernizacji bloku węglowego 370 MW do pracy skojarzonej w układzie dwupaliwowym należy znaleźć odpowiedź na pytanie, co będzie bardziej opłacalne, czy bardziej opłacalna będzie właśnie taka modernizacja, a może bardziej korzystne będzie wybudowanie nowej, jednopaliwowej elektrociepłowni gazowo-parowej – rys. 7.2 – o identycznej mocy cieplnej i takiej samej rocznej produkcji w niej ciepła jak w rozdziałach 6.4.2, 6.5.2?



Rys. 7.2. Schemat ideowy elektrociepłowni gazowo-parowej (wartości bez nawiasów odnoszą się do pracy elektrociepłowni w sezonie zimowym ze szczytową mocą cieplną równą 220 MW, wartości w nawiasach do sezonu letniego dla mocy 15 MW na potrzeby c.w.u.)

Jednopaliwowa elektrociepłownia gazowo-parowa charakteryzować się będzie wyższą sprawnością wytwarzania energii elektrycznej niż zmodernizowany blok 370 MW i wielokrotnie wyższym rocznym wskaźnikiem skojarzenia, tj. większą wartością ilorazu rocznej produkcji energii elektrycznej do rocznej produkcji ciepła (tabela 7.1). Jest to istotne, bo to przecież ilość wyprodukowanej w układzie energii elektrycznej stanowi o koszcie unikniętym produkcji w nim ciepła i tym samym istotnie obniża ten koszt [7, 8], a więc zwiększa zysk z pracy elektrociepłowni.

Do termodynamicznej i ekonomicznej analizy przyjęto jednopaliwową elektrociepłownię gazowo-parową, z tą samą turbiną gazową SGT6 co w rozdziałach 6.2.2.1, 6.4.2, 6.5.2. Turbina ta bowiem, jak już zaznaczono w rozdziale 6.4.2, doskonale „wpisuje” się w komunalne potrzeby ciepłne o szczytowym zapotrzebowaniu na moc cieplną równą $\dot{Q}_{c \max} = 220 \text{ MW}$.

Zaznaczone na rys. 7.2. termiczne i kaloryczne parametry czynników roboczych: spalin w dwuciśnieniowym kotle odzyskowym oraz wody i pary uzyskano w wyniku ich optymalizacyjnych obliczeń przeprowadzonych za pomocą opracowanego modelu matematycznego elektrociepłowni. Numeryczne obliczenia wykonano wykorzystując program *Engineering Equation Solver (EES)*.

W tabeli 7.1. przedstawiono wyniki termodynamicznych i ekonomicznych obliczeń dla rozważanej elektrociepłowni.

Tabela 7.1.

Wyniki techniczno-ekonomicznych obliczeń

| ELEKTROCIEPŁOWNIA GAZOWO-PAROWA | | Jednostki | DANE TECHNICZNE I EKONOMICZNE |
|--|-------------------------------------|-------------------------------|-------------------------------------|
| Szacunkowe nakłady inwestycyjne | | Mln PLN | 513,00 |
| Turbozespół gazowy | Typ | | SGT6-500F |
| | Moc elektr. | | MW _e 202,00 |
| | Stopień sprężania | | - 17,4 |
| | Strumień spalin | | kg/s 508,03 |
| | Temp. spalin wlotowych | | °C 1415 |
| | Temp. spalin wylotowych | | °C 578 |
| | Sprawność elektr. | | % 38,10 |
| Praca w sezonie zimowym | Strumień paliwa gazowego | turbina gazowa | MW _t 530,184 |
| | | | kg/s 10,98 |
| | | | Nm ³ /h 54533 |
| | Śr. moc cieplna c.o. i c.w.u. | | MW _t 110,0 |
| | Śr. moc elektr. turbozespołu parow. | | MW _e 78,083 |
| | Całkowita moc elektryczna | | MW _e 280,083 |
| | Sprawność energetyczna | | % 73,6 |
| | Sprawność elektryczna | | % 52,8 |
| | Czas pracy | | h/a 5064 |
| Praca w sezonie letnim | Strumień paliwa gazowego | turbina gazowa | MW _t 530,184 |
| | | | kg/s 10,98 |
| | | | Nm ³ /h 54533 |
| | Moc cieplna c.o. i c.w.u. | | MW _t 15,0 |
| | Moc elektr. turbozespołu parow. | | MW _e 91,573 |
| | Całkowita moc elektryczna | | MW _e 293,573 |
| | Sprawność energetyczna | | % 58,2 |
| | Sprawność elektryczna | | % 55,4 |
| | Czas pracy | | h/a 3360 |
| Całkowite zużycie gazu | | Mln Nm ³ /a 459,39 | |
| Całkowita roczna prod. en. elektr. | | MWh/a 2404746 | |
| Całkowita roczna prod. ciepła | | GJ/a 2095132 | |
| Roczny wskaźnik skojarzenia | | - 4,1 | |
| Sprawność energetyczna odniesiona do okresu rocznego | | % 66,9 | |

Tabela 7.1. (cd.)

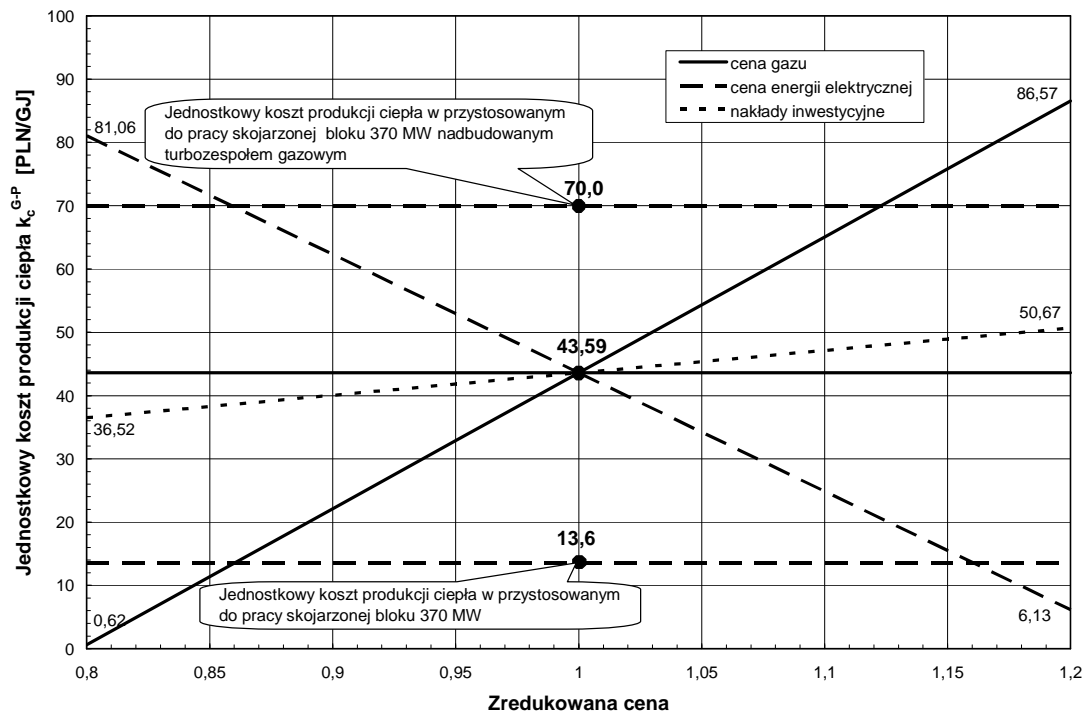
| | | | |
|--|------------------------------------|--------------------|----------------------|
| Koszty roczne : | | | |
| stałe | Zwrot od kapitału | MIn PLN/a | 58,69 |
| | Remonty i serwis | MIn PLN/a | 15,39 |
| zmienne | Obsługa | MIn PLN/a | 0,35 |
| | Koszt paliwa | MIn PLN/a | 450,20 (360,16)* |
| | Koszt za gosp. korz. ze środowiska | MIn PLN/a | 0,03 |
| | Koszt uniknięty en. elektrycznej | MIn PLN/a | -392,45 |
| | Sprzedaż świadectw poch. en. elek | MIn PLN/a | -40,86 |
| Koszt produkcji ciepła | | MIn PLN/a | 91,34 (1,30)* |
| Jednostkowy koszt produkcji ciepła k_c^{G-P} | | PLN/GJ | 43,59 (0,62)* |
| Wartość zaktualizowana netto | | NPV | MIn PLN |
| Wewnętrzna stopa zwrotu | | IRR | %/a |
| Zdyskontowany okres zwrotu nakładów inwestycyjnych | | DPBP | lata |
| Przyjęte założenia : | | | |
| stopa oprocentowania kapitału inwestycyjnego | | %/a | 8,0 |
| kalkulacyjny okres eksploatacji | | lata | 20 |
| okres trwania budowy | | lata | 2 |
| wartość opałowa gazu | | MJ/kg | 48,28 |
| | | MJ/Nm ³ | 35,00 |
| gęstość gazu | | kg/Nm ³ | 0,725 |
| jednostkowa cena gazu | | PLN/GJ | 28,00 (22,4)* |
| cena energii elektrycznej | | PLN/MWh | 170,00 |
| jednostkowa cena świadectw pochodzenia en. elektrycznej | | PLN/MWh | 17,70 |
| cena ciepła | | PLN/GJ | 43,59 (22)* |
| stopa podatku od zysku | | %/a | 19,00 |
| moc elektr. potrzeb własnych | | % całk. mocy | 4,00 |
| całk. czas pracy | | h/a | 8424 |

* w nawiasach podano wyniki ekonomicznych obliczeń dla jednostkowej ceny gazu równej 22,4 PLN/GJ

7.3. Analiza wrażliwości

Na rysunku 7.3 przedstawiono analizę wrażliwości jednostkowego kosztu k_c^{G-P} produkcji ciepła w elektrociepłowni na zmianę cen gazu i energii elektrycznej oraz wysokości nakładów inwestycyjnych. Wartości tych wielkości zmieniano w przedziale $\pm 20\%$ od ich wartości bazowych przedstawionych w tabeli 7.1. Jako bazową cenę gazu

przyjęto cenę bardzo drogiego importowanego rosyjskiego gazu równą 28 PLN/GJ (w Niemczech cena ta jest ok. 20% niższa, w Anglii o ok. 40%). Odpowiadające cenom bazowym ceny zredukowane przyjmują na osi odciętych oczywiście wartość 1. Jednostkowy koszt produkcji ciepła dla wartości bazowych wynosi $k_c^{G-P} = 43,59$ PLN/GJ.



Rys. 7.3. Jednostkowy koszt produkcji ciepła k_c^{G-P} w elektrociepłowni gazowo-parowej

Gdyby cena sprzedaży ciepła równała się wówczas temu kosztowi (byłaby to niemalże aktualna cena sprzedaży ciepła dostarczanego mieszkańcom Opola z komunalnej ciepłowni węglowej), to osiągnięty zysk wynosiłby wówczas $NPV = 0$, czas zwrotu nakładów inwestycyjny $DPBP$ równałby się przyjętemu do obliczeń kalkulacyjnemu okresowi eksploatacji i wynosiłby 20 lat, a wewnętrzna stopa zwrotu inwestycji IRR równałaby się przyjętej do obliczeń stopie oprocentowania kapitału inwestycyjnego równej 8% (tabela 7.1).

Na rysunku 7.3 dla cen bazowych zaznaczono ponadto w celach porównawczych jednostkowe koszty produkcji ciepła w zmodernizowanym bloku 370 MW wyłącznie do pracy skojarzonej z [15] oraz do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową turbozespołem gazowym z rozdziałów 6.4.2, 6.5.2. Koszty te odpowiednio wynoszą

$k_c^{sk} = 13,6 \text{ PLN/GJ}$ i $k_c^{sk+TG} = 70 \text{ PLN/GJ}$. Uzyskano je dla bazowej ceny węgla równej $e_{pal} = 11,4 \text{ PLN/GJ}$ i bazowych nakładów inwestycyjnych odpowiednio $J^{sk} = 145,6 \text{ mln PLN}$ [15] oraz $J^{sk} + J^{TG} = 520,6 \text{ mln PLN}$ (rozdział 6.5.2). Najbardziej zatem ekonomicznie uzasadniona dla cen bazowych byłaby modernizacja bloku wyłącznie do pracy skojarzonej.

Jak wynika z rysunku 7.3 jednostkowy koszt produkcji ciepła k_c^{G-P} jest najbardziej wrażliwy na zmianę wysokości ceny gazu i ceny energii elektrycznej, a w małym stopniu na zmianę nakładów inwestycyjnych. Na przykład dla ceny gazu o 20% niższej, a więc dla ceny gazu krajowego, jednostkowy koszt produkcji ciepła w elektrociepłowni gazowo-parowej przy niezmienionych pozostałych wartościach bazowych wynosiłby zaledwie $k_c^{G-P} = 0,62 \text{ PLN/GJ}$ (tabela 7.1). Gwarantowałby zatem bardzo dużą opłacalność ekonomiczną pracy jednopaliwowej elektrociepłowni gazowo-parowej. Osiągnięty wówczas całkowity zysk z jej eksploatacji przy cenie sprzedaży ciepła wynoszącej tylko 22 PLN/GJ (cenie niemalże dwukrotnie niższej od obecnej ceny ciepła dostarczanego odbiorcom z komunalnej ciepłowni) wynosiłby $NPV = 356,25 \text{ mln PLN}$. Osiągany natomiast zysk z pracy zmodernizowanego do pracy skojarzonej bloku 370 MW przy tej samej cenie ciepła wynosiłby jedynie $NPV = 148,7 \text{ mln PLN}$ [15].

7.4. Podsumowanie i wnioski

Efektywność ekonomiczna zmodernizowanego do pracy skojarzonej bloku 370 MW w układzie gazowo-parowym dwupaliwowym w porównanie z efektywnością jednopaliwowej elektrociepłowni gazowo-parowej o tej samej mocy cieplnej zdecydowanie wypada na niekorzyść bloku. Jednostkowy koszt produkcji w nim ciepła jest bowiem zdecydowanie wyższy od kosztu w jednopaliwowej elektrociepłowni gazowo-parowej. Koszt ten przy aktualnych jednostkowych stawkach za emisje $p_{CO_2} = 0,00025 \text{ PLN/kg}$, $p_{CO} = 0,11 \text{ PLN/kg}$, $p_{NO_x} = 0,46 \text{ PLN/kg}$, $p_{SO_2} = 0,46 \text{ PLN/kg}$, $p_{pył} = 0,31 \text{ PLN/kg}$, aktualnych cenach importowanego rosyjskiego gazu $e_g = 28 \text{ PLN/GJ}$, węgla $e_{pal} = 11,4 \text{ PLN/GJ}$, cenie energii elektrycznej $e_{el} = 170 \text{ PLN/MWh}$ wynosi aż $k_c^{sk+TG} = 70 \text{ PLN/GJ}$ (rozdział 6.5.2), gdy w elektrociepłowni jednopaliwowej natomiast $k_c^{G-P} = 43,59 \text{ PLN/GJ}$. Gdyby natomiast

przystosować blok wyłącznie do pracy skojarzonej, bez jego nadbudowy turbozespołem gazowym, to jednostkowy koszt produkcji w nim ciepła wynosiłby tylko $k_c^{sk} = 13,6 \text{ PLN/GJ}$ [15]. Zatem przy powyższych relacjach cenowych, gdy cena węgla na jednostkę energii jest niemalże 3 razy mniejsza od ceny gazu, najbardziej opłacalna jest produkcja ciepła wyłącznie w bloku opalanym węglem. W przypadku gdyby spalać krajowy gaz, tańszy od importowanego o co najmniej 20%, to najbardziej efektywną, zarówno pod względem termodynamicznym jak i ekonomicznym, byłaby praca jednopaliwowej elektrociepłowni gazowo-parowej, w której jednostkowy koszt produkcji ciepła wynosiłby wówczas zaledwie $k_c^{G-P} = 0,62 \text{ PLN/GJ}$, gdy tymczasem w zmodernizowanym bloku aż $k_c^{sk+TG} \cong 28 \text{ PLN/GJ}$ (rozdział 6.5.2).

8. Podsumowanie i wnioski końcowe

Szczegółowe wnioski wypływające z rozważonych w pracy poszczególnych zagadnień zawarto w poświęconych im rozdziałach. Poniżej przedstawiono najważniejsze wnioski oraz wnioski mające charakter ogólny.

1. Efektywność ekonomiczna modernizacji bloku 370 MW do układu gzwoparowego dwupaliwowego z jednoczesnym jego przystosowaniem do pracy skojarzonej przy aktualnych relacjach cenowych pomiędzy nośnikami energii, tj. relacji ceny energii elektrycznej do ceny drogiego importowanego gazu ziemnego i ceny węgla jest ekonomicznie nieuzasadniona. Nawet bardzo znaczne (stukrotne) podwyższenie jednostkowych stawek za emisje SO_2 , NO_x w sytuacji istniejących już w elektrowni instalacji odsiarczania i odazotowania spalin pochodzących ze spalania węgla nie jest w stanie spowodować opłacalności nadbudowy. Opłacalność ekonomiczną jest w stanie zapewnić podwyżka ceny energii elektrycznej o ok. 15%, ale wówczas i tak bardziej opłacalna będzie produkcja ciepła w bloku przystosowanym wyłącznie do pracy skojarzonej. Opłacalność modernizacji natomiast, już przy aktualnej relacji ceny energii elektrycznej do ceny węgla, zapewnia cena krajowego gazu niższa o ok. 20% od gazu importowanego. Dla takiej jednak ceny gazu oraz przy aktualnej cenie energii elektrycznej i jednostkowych taryfowych stawkach za korzystanie ze środowiska naturalnego, zdecydowanie bardziej opłacalna ekonomicznie będzie produkcja ciepła w klasycznej, jednopaliwowej elektrociepłowni gazowo-parowej [8]. Na plus jednak modernizacji bloku węglowego do układu gazowo-parowego dwupaliwowego należy jednak zaliczyć to, że istotnie zwiększa (pomimo skojarzenia), nawet o ponad 60%, moc elektryczną bloku. Niepotrzebna byłaby wówczas w kraju budowa koniecznych, całkowicie nowych mocy wytwórczych. Odpadłyby i zatem bardzo istotne problemy społeczne, ekologiczne, ekonomiczne, i technologiczne związane z ich lokalizacją. Co więcej, taka modernizacja pozwoli spełnić warunki unijnego pakietu klimatyczno-energetycznego $3 \times 20\%$. Mało tego, jest inwestycyjnie (na jednostkę zainstalowanej mocy) ok. 4 razy tańsza od budowy nowych bloków na parametry nadkrytyczne (a ok. 12 razy od energetyki jądrowej) o takiej samej sprawności wytwarzania energii elektrycznej, co w nadbudowanym bloku. Najtańsza jednak inwestycyjnie jest klasyczna, szeregową, jednopaliwowa elektrociepłownia gazowo-

parowa.

Podsumowując, najbardziej ekonomicznie uzasadnionym jest przystosowanie bloku wyłącznie do pracy skojarzonej bez jego nadbudowy turbozespołem gazowym. Drogi gaz ziemny należy spalać w inwestycyjnie najtańszych, jednopaliwowych, klasycznych elektrociepłowniach i elektrowniach gazowo-parowych, charakteryzujących się ponadto najwyższymi obecnie sprawnościami wytwarzania energii elektrycznej [8, 37].

2. W gospodarce rynkowej dobór technologii modernizacji elektrowni, i nie tylko, powinien następować w oparciu o kryterium ekonomiczne. Kryterium ekonomiczne jest nadrzędne dla kryterium termodynamicznego. Analiza termodynamiczna (egzergetyczna, entropijna) pozwala na poszukiwanie możliwości doskonalenia procesów technologicznych i rozwiązań konstrukcyjnych maszyn, i urządzeń. W ostateczności jednak to kryterium ekonomiczne decyduje o celowości zastosowania konkretnego rozwiązania technicznego, to analiza opłacalności ekonomicznej decyduje o podjęciu decyzji inwestycyjnych. W przypadku nawet wysokiej efektywności energetycznej konkretnego sposobu modernizacji elektrowni, co ma miejsce przy konwersji bloku 370 MW do pracy skojarzonej i układu gazowo-parowego dwupaliwowego, jego nieopłacalność ekonomiczna przy obecnych relacjach cenowych pomiędzy nośnikami energii całkowicie go dyskwalifikuje.
3. Bardzo istotną możliwością, jaką daje zaprezentowana w pracy metodyka i model matematyczny konwersji bloku 370 MW do pracy skojarzonej i układu gazowo-parowego, jest nie tylko możliwość analizy jej efektywności energetycznej, ale również analizy jej efektywności ekonomicznej. Co więcej, metodyka ta pozwala nie tylko na znalezienie odpowiedzi na pytanie, czy konwersja bloku 370 MW do pracy skojarzonej i układu gazowo-parowego dwupaliwowego jest opłacalna ekonomicznie, ale, co istotne, pozwala na ustalenie ekonomicznie uzasadnionych relacji cenowych pomiędzy nośnikami energii i wysokości jednostkowych stawek opłat środowiskowych, które gwarantowałyby jej opłacalność ekonomiczną. Znajomość odpowiedzi na powyższe pytania jest (powinna być) fundamentem przy podejmowaniu decyzji o sposobach modernizacji krajowych węglowych elektrowni i elektrociepłowni.

4. Zaprezentowane w pracy metodyka i model matematyczny zasilanego węglem bloku energetycznego o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW do badania efektywności termodynamicznej i ekonomicznej jego konwersji do pracy skojarzonej w układzie z turbiną gazową i kotłem odzyskowym mają charakter ogólny. Mogą być stosowane do bloków o dowolnych mocach elektrycznych. Ze zmianą mocy bloku zmiany wymagać będą wówczas jedynie niektóre z bilansów energii i masy.

Literatura

- [1] Agazzani A., Massardo A. F.: A Tool for Thermo-economic Analysis and Optimization of Gas, Steam and Combined Plants. Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1997, Vol 119, s. 885-892.
- [2] Almeida R. A., Santos A. H. M., Bajay S. V.: Designing industrial cogeneration systems with help of a genetic algorithm: an application for an oil refinery. Materiały międzynarodowej konferencji ECOS 2000, Enschede, Holandia 2000.
- [3] 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.
- [4] Badyda K., Chmielniak T., Kotowicz J., Lewandowski J., Miller A. i inni: Proekologiczne technologie dla rekonstrukcji i modernizacji elektrowni oraz elektrociepłowni. Tom II. Izba Gospodarcza Energetyki i Ochrony Środowiska. Warszawa 2000.
- [5] Bartnik R.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w układach gazowo-parowych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
- [6] Bartnik R.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna modernizacji energetyki ciepłej z wykorzystaniem technologii gazowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, nr 943, Łódź 2004.
- [7] Bartnik R.: Rachunek efektywności techniczno-ekonomicznej w energetyce zawodowej, Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole 2008.
- [8] Bartnik R.: Elektrownie i elektrociepłownie gazowo-parowe. Efektywność energetyczna i ekonomiczna. WNT, Warszawa 2009.
- [9] Bartnik R., Buryń Z.: Conversion of Coal-Fired Power Plants to Cogeneration and Combined-Cycle. Thermal and Economic Effectiveness. Springer-Verlag London, Dordrecht, Heidelberg, New York, 2011.
- [10] Bartnik R., Duczkowska-Kądziel A., Skrzyszewski M.: Pakiet klimatyczno-energetyczny a dwupaliwowe układy gazowo-parowe. Energetyka, styczeń 2011.
- [11] Bartnik R., Duczkowska-Kądziel A.: Metodyka analizy efektywności ekonomicznej modernizacji bloku 370 MW do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową turbiną gazową i kotłem odzyskowym. Energetyka, Zeszyt tematyczny XXI, listopad 2010.

- [12] Bartnik R., Duczkowska-Kądział A.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna modernizacji bloku 370 MW do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową turbiną gazową. *Energetyka*, Zeszyt tematyczny XXI, listopad 2010.
- [13] Bartnik R., Duczkowska-Kądział A.: Analiza porównawcza skojarzonej pracy bloku 370 MW w układzie gazowo-parowym dwupaliwowym z jednopaliwową elektrociepłownią gazowo-parową o tej samej mocy cieplnej. *Energetyka*, sierpień 2011.
- [14] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M.: *Thermal design and optimisation*. A Wiley-Interscience Publication, John Wiley and Sons, INC. New York 1996.
- [15] Buryń Z.: Dobór optymalnych struktur technologicznych przystosowujących zawodowe elektrownie węglowe do pracy skojarzonej. Praca doktorska. Pol. Opolska, Wyd. Mechaniczny, 2010.
- [16] Cherubin W.: Możliwości zwiększenia skojarzonej produkcji ciepła i energii elektrycznej dzięki wykorzystaniu elektrowni kondensacyjnych, *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja*, nr 6/1990.
- [17] Chmielniak T.: *Turbiny ciepłe. Podstawy teoretyczne*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998.
- [18] 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.
- [19] Chmielniak T.: *Technologie energetyczne*. WNT, Warszawa 2008.
- [20] Chmielniak T., Rusin A., Czwiertnia K.: *Turbin gazowe*. Ossolineum, Wrocław 2001.
- [21] Chmielniak T., Kotowicz J.: Metody doboru optymalnych parametrów instalacji turbin gazowych. *Prace naukowe – monografie – konferencje*, z. 9, Wydział IŚiE, Politechnika Śląska, Gliwice 2002.
- [22] 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.
- [23] Chmielniak T., Kotowicz J., Łyczko J.: *Coal-Gas Combined Cycles*. International Symposium Utilization of Coal for Energy. OHRID, 9-11.09.1997. Republic of Macedonia. Book 2, s. 645-658.

- [24] Chmielniak T.: Skojarzona produkcja ciepła i energii elektrycznej w jedno- i dwupaliwowych układach gazowo-parowych. Materiały Konferencji Gazterm '98, Międzyzdroje, maj 1998.
- [25] Chmielniak T., Kotowicz J., Łyczko J.: Numeryczna analiza dwupaliwowych układów parowo-gazowych sprzężonych równolegle – wpływ wybranych parametrów i struktury sprzężenia na sprawność układu. *Mechanika*, z. 181, s. 31-38. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
- [26] Chmielniak T., Kotowicz J., Grela I.: Repowering of Existing 230 MW_e Coal Fired Unit Operating in Clausius-Rankine Cycle. Trunk 2: Economics, Finance and Planning (PGE-A-67), Power-Gen Europe '2000, Helsinki, 20-22, June 2000.
- [27] Chmielniak T., Kotowicz J.: Metody doboru optymalnych parametrów instalacji turbin gazowych. *Prace naukowe – monografie – konferencje*, z. 9, Wydział IŚiE, Politechnika Śląska, Gliwice 2002.
- [28] Chmielniak T., Kotowicz J., Łyczko J.: Parametric analysis of a dual fuel parallel coupled combined cycle. *Energy*, 26 (2001), s. 1063-1074.
- [29] Dawydow N.I., Kozyriewa E.G., Pawiowa M.F., Smorodow N.W., Sziłowa C: The experimental dynamic characteristics of a cogeneration power unit with a PT-80 turbine, *Teploenergetika*, nr 6/2001.
- [30] Dentice d'Accadia M., Sasso M., Sibilio S.: Optimum Operation of a Thermal Plant with Cogeneration and Heat Pumps. Materiały międzynarodowej konferencji ECOS 2000, Enschede, Holandia 2000.
- [31] Duczkowska-Kądział A.: Modernizacja bloku 370 MW do pracy skojarzonej i układu gazowo-parowego. *Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej*, Nr 341/2011, Opole-Pokrzywna 2011.
- [32] El-Sayed Y.M., Gogus Y.A. The thermoeconomics of co-generating variable demand of power and heat. Materiały Konferencji ECOS 2002, Berlin, 2002.
- [33] Ferrari-Trecate G., Gallestey E., Letizia P., Spedicato M., Morari M., Antoine M.: Modeling and control of co-generation power plants: a hybrid system approach, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2002.
- [34] Findeisen W., Szymanowski J., Wierzbicki A.: Teoria i metody obliczeniowe optymalizacji. PWN, Warszawa 1980.
- [35] Fortuna Z., Macukow B., Wąsowski J.: Metody numeryczne. WNT, Warszawa 2006.

- [36] Frangopoulos CH.A., Von Spakovsky M.R., Sciubba E.: A brief review of methods for the design and synthesis optimization of energy systems. Materiały Konferencji ECOS 2002, Berlin, 2002.
- [37] Gas Turbine World. 2007-2008 Handbook. Volume 24, Pequot Publication, Inc. Southport, USA.
- [38] Gamou S., Yokoyama R., Ito K.: Optimal unit sizing of cogeneration systems in consideration of uncertain energy demands as continuous random variables. Materiały międzynarodowej konferencji ECOS'99. Tokyo, 1999.
- [39] Głodek E.: Energetyczne i ekologiczne aspekty wprowadzenia skojarzenia w bloku energetycznym. Praca doktorska. Pol. Opolska, Wydz. Mechaniczny, 2004.
- [40] Głodek E. Składzień J.: Analiza termodynamiczna wpływu wybranych parametrów na sprawność obiegu bloku energetycznego o dużej mocy, Konferencja Naukowo-Techniczna Energetyka 2002, Wrocław 6-8.11.2002.
- [41] Gutenbaum J.: Modelowanie matematyczne systemów, PWN, Warszawa-Łódź 1987.
- [42] HongPing Zhao, Bohm B., Ravn H.F.; On Optimum operation of CHP Type District Heating System by Mathematical Modeling, Euroheat & Power Fernwaerme International, tom 24, nr 11/1995.
- [43] Horlock J. H., Young J. B., Manfrida G.: Exergy analysis of Modern Fossil - fuel power plants, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, nr 122/2000.
- [44] Horlock J. H.: Combined Power Plants. Pergamon Press, 1992.
- [45] Janiczek R.: Celowość zastosowania gazowych technologii wytwarzania energii elektrycznej w krajowym systemie elektroenergetycznym. The First International Scientific Symposium Compower'95 Gdańsk, November 1995.
- [46] Kehlhofer R.: Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants. Published by The Fairmont Press, Inc. 700 Indian Trail Lilburn, GA 30247, 1991.
- [47] Klajny R., Panowski M.: Lokalne modele danych dla siłowni skojarzonej, Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, s. Konferencje, z.22/2002.
- [48] Kotowicz J., Sopol E.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna budowy elektrociepłowni wykorzystującej węglowe paliwo odpadowe, Gospodarka Paliwami i Energią, nr 3/2001.
- [49] Kotowicz J.: Analiza efektywności elektrowni gazowo-parowych; układ z trójciśnieniowym kotłem i przegrzewem międzystopniowym. Archiwum Energetyki, t. XXXI, nr 1-2, 2002.

- [50] Kotowicz J.: Dobór optymalnych parametrów w części parowej układu gazowo-parowego. Prace naukowe – monografie – konferencje, z. 10, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, Politechnika Śląska, Gliwice 2002.
- [51] Kotowicz J.: Analiza efektywności wybranych układów z turbiną gazową. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Energetyka, z. 138, Gliwice 2003.
- [52] Kotowicz J.: Elektrownie gazowo-parowe. Wydawnictwo KAPRINT, Lublin 2008.
- [53] Kozakiewicz J., Sitek J.: Kotły odzyskowe, konstrukcja i budowa. Materiały I Konferencji Naukowo-Technicznej'2000 Energetyka Gazowa, Szczyrk, październik 2000.
- [54] Malewicz W.: Przebudowa elektrowni kondensacyjnych z przystosowaniem do pracy w układach skojarzonych, Gospodarka Paliwami i Energią, nr 4/1996.
- [55] Manolas D. A., Frangopoulos C. A., Gialamas T. P., Tsahalis D., T.: Operation optimization of an industrial cogeneration system by a genetic algorithm. Materiały międzynarodowej konferencji ECOS'96. Sztokholm, 1996.
- [56] Marecki J.: Gospodarka skojarzona ciepłno-elektryczna, WNT, Warszawa 1990.
- [57] Marecki J.: Problemy rozwoju elektroenergetyki w Polsce do 2020 r. Materiały II Konferencji Naukowo-Technicznej '2003 Elektrownie i Elektrociepłownie Gazowe i Gazowo-parowe, Poznań-Kiekrz, listopad 2003.
- [58] Miller A.: Turbiny gazowe i układy parowo-gazowe na paliwo stałe. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1984.
- [59] Miller A., Lewandowski J.: Układy gazowo-parowe na paliwo stałe. WNT, Warszawa 1993.
- [60] Mikielwicz J.: Zasady formułowania modeli matematycznych zjawisk ciepłno przepływowych, Biuletyn Instytutu Techniki Ciepłej PW, nr 84/1996.
- [61] Miller A.: Model matematyczny turbiny parowej kondensacyjnej dużej mocy, Archiwum Energetyki, nr 1-2/1973.
- [62] Miller A.: Wyznaczanie sprawności grupy stopni turbinowych w zmiennych warunkach pracy, Archiwum Budowy Maszyn, tom XXII, nr 1/1975.
- [63] Norwisz J., Kolenda Z.: Produkcja skojarzona ciepła i energii elektrycznej w Polsce, Gospodarka Paliwami i Energią, nr 11/2001.
- [64] O'Brien J.M., Bansal P.K: Modelling of cogeneration systems. Part 3: application of steam turbine cogeneration analysis to Auckland Hospital cogeneration utility system, Preceedings of the Institution of Engineering Part A - Journal of Power & Energy, tom 214, nr A3/2000.

- [65] Pawlik M.: Uwarunkowania rozwoju elektrowni opalanych gazem. Mat. Konferencji „Elektrownie i elektrociepłownie gazowe i gazowo-parowe”, Kiekrz, listopad 2005 r.
- [66] Pawlik M.: Rozbudowa mocy wytwórczych w Polsce a pakiet klimatyczno-energetyczny UE. Energetyka Ciepła i Zawodowa, 2009, nr 7/8.
- [67] Pawlik M.: Elektrownie opalane węglem w świetle polityki ograniczenia emisji CO₂. Mat. IX Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „Elektrownie Ciepłe”, Bełchatów/Słok, czerwiec 2009 r.
- [68] Pawlik M.: Nowe moce wytwórcze w Polsce w świetle unijnych regulacji. Energetyka 2010, nr 9.
- [69] Pawlik M.: Pakiet klimatyczny a struktura paliwowa krajowej elektroenergetyki. Archiwum Energetyki, 2010, nr 3.
- [70] Portacha J., Smyk A., Szymczyk J.: Oszczędność paliwa przy wytwarzaniu ciepła na ogrzewanie i ciepłą wodę użytkową w gospodarce skojarzonej, Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej, Referaty Konferencji Naukowej 1993.
- [71] Portacha J., Smyk A.: Oszczędność paliwa w zależności od współczynnika skojarzenia elektrociepłowni i minimalnych różnic temperatur w wymiennikach ciepłowniczych, Archiwum Energetyki, nr 3-4/1994.
- [72] Portacha J.: Badania energetyczne układów cieplnych elektrowni i elektrociepłowni, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2002.
- [73] Pupka J., Kławe M.: Przyszłość gospodarki skojarzonej ciepła i energii elektrycznej, Rynek Energii, nr 6 (31)/2000.
- [74] Rakowski J.: Problemy wytwarzania energii przy wykorzystaniu nowych technologii, Gospodarka paliwami i energią, nr 3/2002.
- [75] Rakowski J.: Czy elektrownie węglowe będą w stanie ograniczać emisję CO₂? Energetyka, 2006, nr 3.
- [76] Ralston A.: Wstęp do analizy numerycznej, PWN, Warszawa 1983.
- [77] Rusinowski H.: Diagnostyka cieplna eksploatacji w energetyce, Polska Akademia Nauk Oddział w Katowicach, Wydawnictwo Pracowni Komputerowej Jacka Skalmierskiego. Katowice – Gliwice, 2010.
- [78] Składzień J., Hanuszkiewicz-Drapała M., Kiełbiński R.: Wpływ upustów regulowanych na parametry pracy bloku elektrowni kondensacyjnej, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Energetyka, z. 133/2001.
- [79] Skorek J.: Ocena efektywności energetycznej i ekonomicznej gazowych układów kogeneracyjnych małej mocy, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.

- [80] Skorek J., Kalina J.: Gazowe układy kogeneracyjne, WNT, Warszawa 2005.
- [81] Skrzyszewski M.: Dobór mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego do bloku 370 MW. Praca doktorska. Pol. Opolska, Wydz. Mechaniczny, 2011.
- [82] Sowiński J.: Inwestowanie w źródła wytwarzania energii elektrycznej w warunkach rynkowych. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2008.
- [83] Sprawozdanie z pomiarów eksploatacyjnych głównych parametrów pracy bloku energetycznego nr 4 w BOT Elektrownia Opole SA, 2005. ZP-BE Energopomiar Gliwice – praca niepublikowana.
- [84] Sprawozdanie z badania gwarancyjnego turbozespołu nr 4 oraz z badania eksploatacyjnego bloku nr 4 w Elektrowni Opole, Energopomiar Gliwice - praca niepublikowana.
- [85] Szargut J.: Application of steam from regenerative bleeds for the production network heat in large steam power plants, Archiwum Energetyki, tom XXVIII, nr 1-2/1999.
- [86] Szargut J.: Skumulowane wskaźniki energetyczne charakteryzujące dostawę ciepła z elektrociepłowni, Energetyka, nr 3/1989.
- [87] Szargut J.: Termodynamika techniczna, PWN, Warszawa 2000.
- [88] Szargut J., Hoinca K.: Zastosowanie metody *pinch* do doboru rozmieszczenia powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym turbiny gazowej. Gospodarka Paliwami i Energią 2000, nr 6.
- [89] Szargut J., Ziębik A.: Podstawy energetyki cieplnej, PWN, Warszawa 1998.
- [90] Szargut J., Ziębik A.: Skojarzone wytwarzanie ciepła i elektryczności – elektrociepłownie, Wydawnictwo Pracowni Komputerowej Jacka Skalmierskiego. Katowice – Gliwice, 2007.
- [91] Szega M.: Zastosowanie rachunku wyrównawczego do uwiarygodnienia wyników pomiarów w układzie cieplnym bloku energetycznego siłowni parowej. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007.
- [92] Todd D.M.: Clean Coal Technologies for Gas Turbines. GE Power Generation, GER-36508, 1992.
- [93] 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.
- [94] Witzani M., Pechtl P.: Modeling of (cogeneration)-power plants on time dependent power demands of the consumer. Materiały konferencji ASME Cogen-Turbo Conference. Wiedeń, Austria, August 1995.

- [95] Von Heiroth P., Assadi M., Torisson T.: Short term optimization of combined heat and power plants using mixed integer programming. Materiały Konferencji ECOS 2002, Berlin, 2002.
- [96] Werner K. H.: Powering Up. Power Plant Technology. November, 2000.
- [97] PGE Elektrownia Opole S.A. - informacje własne.