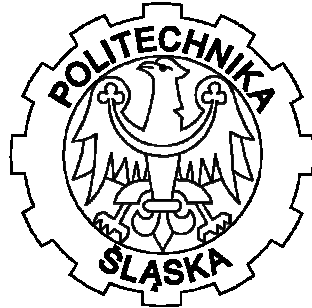


Politechnika Śląska w Gliwicach
Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych



STRESZCZENIE ROZPRAWY
DOKTORSKIEJ

**Analiza termodynamiczna i ekonomiczna bloku węglowego
na parametry ultra-nadkrytyczne z turbiną pomocniczą**

Katarzyna Stępczyńska-Drygas

Promotor:

Dr hab. inż. Sławomir Dykas, prof. nzw. w Pol. Śl.

Gliwice, 2014

Przedstawione w pracy wyniki zostały uzyskane w badaniach współfinansowanych przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach umowy SP/E/1/67484/10 – Strategiczny Program Badawczy – Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: Opracowanie technologii dla wysokosprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO₂ ze spalin.

1 Cel i zakres pracy

Głównym celem pracy była ocena termodynamiczna oraz ekonomiczna rozbudowy bloku węglowego na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary 35MPa/700°C/720°C o dodatkową upustowo-przeciwprężną turbinę pomocniczą. Podstawową ideą przedstawionej w pracy koncepcji obiegu parowego jest przeniesienie upustów pary z części średnioprężnej turbiny głównej do oddzielnej upustowo-przeciwprężnej turbiny pomocniczej, zasilanej parą z wylotu części wysokoprężnej turbiny głównej. Turbina pomocnicza może napędzać dodatkowy generator lub główną pompę wody zasilającej. Rozbudowa obiegu parowego o turbinę pomocniczą pozwoli na znaczne obniżenie różnic temperatur (pomiędzy przegrzana parą upustową a wodą zasilającą) w podgrzewaczach regeneracyjnych. Zmniejszy się jednakże zysk wynikający z zastosowania przegrzewu wtórnego, gdyż znaczny strumień pary, który jest kierowany do turbiny pomocniczej nie zostaje wtórnie przegrzany. Sprawność obiegu z turbiną pomocniczą będzie wyższa od sprawności obiegu klasycznego, jeżeli zysk z obniżenia różnic temperatury w podgrzewaczach regeneracyjnych przewyższy straty związane z niepełnym wykorzystaniem wtórnego przegrzewu pary w kotle.

W pracy dokonano przeglądu projektów badawczych prowadzonych w Europie, USA i Japonii, które mają na celu opracowanie technologii dla zaawansowanych bloków węglowych. Przedstawiono również aktualny stan rozwoju bloków węglowych na świecie oraz strategię równoległą, mającą na celu zwiększanie sprawności wytwarzania energii elektrycznej.

W celu oceny wpływu dobudowy turbiny pomocniczej na sprawność obiegu siłowni oraz generację strat w poszczególnych elementach obiegu przeprowadzono analizę teoretyczną dla obiegu prostej siłowni parowej. Kolejnym krokiem była analiza termodynamiczna referencyjnej struktury bloku przyjętej w ramach Strategicznego Programu Badawczego – Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: Opracowanie technologii dla wysokosprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO₂ ze spalin. Poza koncepcją rozbudowy obiegu o turbinę pomocniczą, w pracy przedstawiono również analizę innych konfiguracji obiegu parowego. Miało to na celu ocenę możliwości dalszego podnoszenia sprawności wytwarzania energii elektrycznej oraz porównanie z zyskami wynikającymi z zastosowania turbiny pomocniczej.

Dla analizowanych struktur bloku przeprowadzono symulację pracy przy zmienionych warunkach obciążenia w zakresie 40-100%. Celem było porównanie zmian podstawowych wskaźników pracy bloku dla poszczególnych konfiguracji przy obciążeniu częściowym.

Rozważono różne koncepcje wykorzystania upustowo-przeciwprężnej turbiny pomocniczej do napędu dodatkowego generatora lub napędu głównej pompy wody zasilającej. Przeprowadzono porównanie z innymi napędami pomp wody zasilającej (silniki elektryczne, turbina kondensacyjna) dla pracy przy nominalnych i zmienionych warunkach obciążenia bloku.

Przeprowadzono ocenę wpływu integracji bloku z instalacją wychwyty CO₂ metodą mokrej absorpcji chemicznej MEA na jego wskaźniki pracy zarówno przy nominalnym jak i częściowym obciążeniu.

Ostatnim etapem pracy była analiza ekonomiczna dla proponowanych konfiguracji obiegu na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary z wychwytem i bez wychwyty CO₂ ze spalin. Dla wybranych konfiguracji obiegu bez oraz z turbiną pomocniczą oszacowany zmiany nakładów inwestycyjnych względem obiegu referencyjnego oraz porównano podstawowe wskaźniki ekonomiczne.

2 Wstęp

Konieczność zmniejszenia emisji gazów cieplarnianych oraz poprawy ekonomiki wytwarzania energii elektrycznej spowodowały znaczny postęp w dziedzinie kondensacyjnych bloków węglowych. Rozwój technologii węglowych jest obecnie ukierunkowany na osiąganie coraz wyższych mocy oraz sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Nowe perspektywy otwiera następna generacja tej technologii – zaawansowane parametry ultra-nadkrytyczne 700°C/720°C (A-USC – advanced ultra-supercritical). Zastosowanie tak wysokich parametrów pary stawia zwiększone wymagania dla materiałów i rozwiązań projektowych kotłów i turbin, zwłaszcza w blokach przewidzianych do częstych odstawień i zmian obciążenia.

2.1 Aktualny stan rozwoju bloków węglowych

Europejski standard referencyjny wyznacza koncepcyjny blok węglowy Reference Power Plant North Rhine-Westphalia (RPP NRW). Parametry pary przed turbiną wynoszą 28,5 MPa/600/620°C. Moc bloku brutto wynosi 600MW a netto - 556 MW. Blok osiąga sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto 45,9% [8] przy ciśnieniu w skraplaczu na poziomie 4,5 kPa. Obecnie w Europie i na świecie pracuje wiele jednostek na ultra-nadkrytyczne parametry pary. Maksymalne osiągnięte parametry pary w zależności od regionu zostały zestawione w tabeli 2.1.

Tabela 2.1 Maksymalne osiągnięte parametry pary w zależności od region [24]

Parametry pary	Europa	Chiny	Indie	Japonia	USA
Ciśnienie pary świeżej, MPa	29,3	29,3	25,5	25,4	25
Temperatura pary świeżej, °C	603	605	568	603	602
Temperatura pary wtórnie przegrzanej, °C	621	623	596	613	610

2.2 Generacja bloków 700°C

Zwiększenie temperatury pary świeżej i wtórnie przegrzanej powyżej 600/620°C wymaga zastosowania nowych materiałów konstrukcyjnych na bazie niklu. Ogromne koszty związane z zastosowaniem stopów niklowych w podstawowych elementach bloku parowego zmusiły do dużego kroku w obszarze górnych parametrów termodynamicznych obiegu parowego i rozpoczęcia w technologii elektrowni parowych następnej fazy rozwojowej – zaawansowanych parametrów ultra-nadkrytycznych (A-USC – advanced ultra-supercritical). Okazało się, że koncepcja polegająca na stopniowym podnoszeniu temperatury i ciśnienia pary może stać się ekonomicznie nieuzasadniona, a opłacalność nowych inwestycji może zapewnić jedynie znaczny przyrost sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Z tego powodu, za cel rozwoju energetyki zawodowej w Europie przyjęto osiągnięcie temperatury pary wynoszącej 700°C i ciśnienia 35 MPa.

W 1998 roku rozpoczął się europejski program rozwojowy energetyki węglowej „Advanced supercritical PF power plant operating at 700°C” (w skrócie AD700), w którego realizację włączonych zostało 40 firm europejskich z 13 krajów, a całość koordynował Elsam Engineering. Program AD700 podzielono na 4 fazy. Ostatnim etapem prac miało być uruchomienie instalacji demonstracyjnej - bloku o mocy elektrycznej netto 400 MW opalanego węglem kamiennym („700 Demo Plant”) zlokalizowanego w Wilhelmshaven

(Niemcy) [3]. Okazało się jednak, że wyniki badań materiałowych w drugiej fazie programu były rozczarowujące ze względu na liczne pęknięcia powstałe w elementach grubościennych wykonanych ze stopu niklowego Inconel 617. Skutkiem tego E.ON odłożył budowę instalacji demonstracyjnej w czasie [11]. Równoległe z badaniami nad materiałami konsorcjum niemieckich wytwórców wspierało program testów komponentów COMTES700, aby umożliwić przeprowadzenie testów komponentów w warunkach rzeczywistych. Program COMTES700 był finansowany przez Research Fund for Coal and Steel (RFCSS) oraz E_{MAX} [2]. Celem tych działań było potwierdzenie technicznej dojrzałości nowych rozwiązań technicznych i materiałów na krytyczne elementy bloku. Stanowiska badawcze zainstalowane w elektrowniach Scholven i Esbjerg służyły tym testom w latach 2005–2010. Program COMTES700 zakończył się w 2011 roku. Ponadto prowadzone były lub są nadal inne projekty badawcze mające na celu testowanie komponentów dla technologii A-USC. Obecnie trwają jeszcze projekty 725 HWT GKM I, HWT II oraz ENCIO. Przewiduje się, że uruchomienie bloku demonstracyjnego A-USC o mocy 500 MW w Europie będzie możliwe w 2021 roku [12].

W USA Departament Energii (US DOE) finansuje program badawczy, którego celem jest budowa bloku węglowego pracującego przy jeszcze wyższej temperaturze pary świeżej: 760°C. Program amerykański obejmuje zakres badań materiałowych podobny do realizowanego w Europie, a jego zaawansowanie jest również zbliżone do programu europejskiego. Amerykański program jest podzielony na dwa konsorcja reprezentujące amerykańskich producentów kotłów i turbin parowych (Alstom, Babcock & Wilcox, Foster Wheeler, Power Riley i GE Energy). Projektem zarządza Energy Industries of Ohio wraz z Electrical Power Research Institute (EPRI). W ciągu ostatniej dekady, w ramach programu przeprowadzono obszerne badania laboratoryjne, badania wytwórcze, badania korozyjne oraz studia projektowe. Obecnie trwają prace nad spawaniem kadłubów turbiny i innych elementów odlewanych. Uruchomienie instalacji demonstracyjnej o mocy 600 MW przewidziano na 2021 rok [12].

W Japonii (od 2008 roku), Chinach (od 2011 roku), Indiach (od 2011) oraz Korei Południowej (od 2012 roku) również realizowane są programy rozwojowe energetyki węglowej. Obecnie prawie połowa bloków węglowych w Japonii pracuje na ultranadkrytyczne parametry pary i osiąga temperaturę pary świeżej 600°C. A-USC jest jedną z technologii rozwijanych w celu ograniczenia emisji CO₂ z bloków węglowych, która została wybrana w ramach japońskiego programu technologicznego „Cool Earth - Innovative Energy Technology Program”. W Japonii skupiono się w dużej mierze na planach modernizacji istniejących jednostek poprzez podniesieni parametrów pary [11].

Poza programem indyjskim, który przewiduje uruchomienie instalacji demonstracyjnej na rok 2017, pozostałe programy przewidują przejście do etapu trzeciego w roku 2018, a rozpoczęcie eksploatacji instalacji demonstracyjnej od roku 2020 lub 2021. Wyniki badań z instalacji demonstracyjnej będą zatem dostępne w 2027 roku. Zakładając czteroletni okres budowy pierwsza komercyjna jednostka A-USC zostanie uruchomiona najwcześniej w 2031 roku. Przyjmując pomyślną pracę jednostki demonstracyjnej od 2027 roku rozpocznie się komercjalizacja technologii A-USC, której powodzenie będzie zależało od aktualnego otoczenia ekonomicznego – przyszłych cen węgla, cen stopów niklowych oraz wysokości opłat emisyjnych [10].

2.3 Strategie równoległe

Osiągnięcie jeszcze wyższych sprawności wytwarzania energii elektrycznej, poza zwiększeniem parametrów pary, będzie wymagało optymalizacji obiegu termodynamicznego i modernizacji układów przepływowych pary. Główne kierunki działań w celu poprawy sprawności wytwarzania energii elektrycznej to:

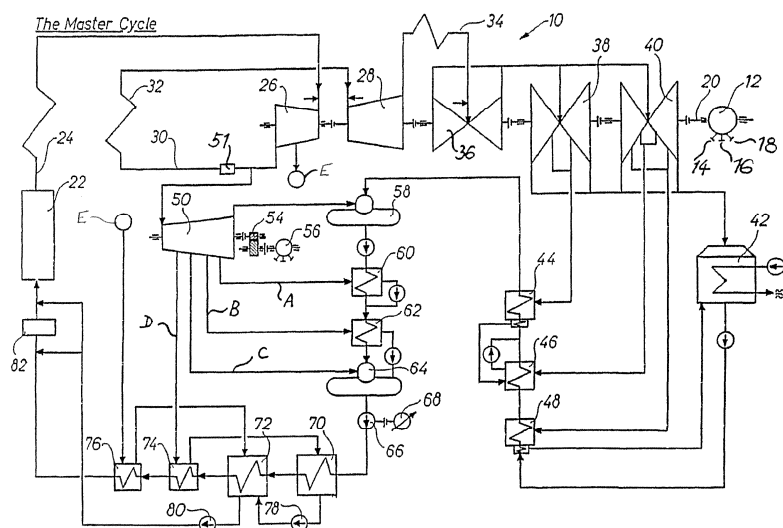
- zwiększenie sprawności części wysoko- i średnioprężnej turbiny poprzez modyfikację konwencjonalnego cylindrycznego modelowania na w pełni rozwinięte projektowanie 3-D, oraz zastosowanie zmiennej reakcyjności w każdym stopniu [9];
- modernizacja części niskoprężnej NP turbiny poprzez zwiększenie długości łopatek ostatniego stopnia oraz rozwój nowej generacji profili łopatkowych, z dużą zmiennością przekroju wzdłuż wysokości łopatki [9].
- wykorzystanie ciepła spalin wylotowych z kotła do podgrzewania kondensatu oraz wody zasilającej;
- wprowadzenie podwójnego przegrzewu wtórnej pary.

3 Obieg pary z turbiną pomocniczą

Znaczne zwiększenie temperatury pary, zwłaszcza wtórnie przegranej (nawet do 720°C w przypadku technologii A-USC) pogłębia problem spiętrzenia temperatur (różnicy między temperaturą pary upustowej a temperaturą podgrzewanej wody zasilającej) w podgrzewaczach regeneracyjnych zarówno wysoko- jak i niskoprężnych. Najwyższe różnice temperatur występują w podgrzewaczach zasilanych z pierwszych upustów części średnioprężnej SP turbiny. Dla bloków A-USC temperatura pary z pierwszego upustu części SP turbiny będzie przekraczać 600°C.

3.1 Koncepcja obiegu z upustowo-przeciwprężną turbiną pomocniczą

Dla rozwiązania problemu zbyt wysokiej temperatury pary kierowanej do podgrzewaczy regeneracyjnych zasilanych z części średnioprężnej turbiny S. Kjaer opatentował układ cieplny o nazwie „Master Cycle” (MC) ([6] Steam Turbine System, US Patent No US 7,607,304 B2, Oct. 27, 2009), który przedstawiono na rys. 3.1.



Rys. 3.1 Obieg „Master Cycle” [6]

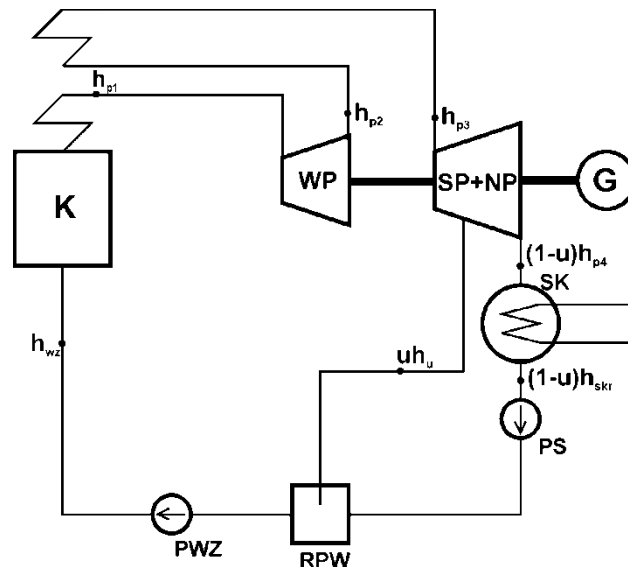
Podstawową ideą obiegu jest przeniesienie upustów z części średnioprężnej turbiny głównej do oddzielnej upustowo-przeciwprężnej turbiny pomocniczej tzw. „Tunning turbine”, zasilanej parą z wylotu części wysokoprężnej przed pierwszym wtórnym przegrzewem. Przy tych samych ciśnieniach w upustach, spiętrzenia temperatur są znacznie niższe przy zasilaniu podgrzewaczy regeneracyjnych z upustów turbiny pomocniczej. Turbina pomocnicza może napędzać dodatkowy pomocniczy generator lub, poprzez sprzęgło rozłączne, główną pompę wody zasilającej. Nadwyżka mocy w przypadku, gdy turbina pomocnicza napędza pompę wody zasilającej, jest odprowadzana z generatora pomocniczego do transformatora blokowego poprzez oddzielne, dodatkowe uzwojenie pierwotne. Spadek entalpii pary w turbinie pomocniczej jest relatywnie wysoki, w związku z czym prędkość obrotowa turbiny powinna być wysoka. Prędkość rzędu 5000-5500 rpm będzie optymalna zarówno dla turbiny pomocniczej jak i pompy wody zasilającej [4]. Turbina pomocnicza będzie pracowała przy stale otwartym zaworze wlotowym. Stopień regulacyjny nie jest potrzebny. Dzięki zastosowaniu T-turbiny konstrukcja części SP turbiny głównej, która została pozbawiona upustów, jest znacznie prostsza i tańsza, co jest istotne ze względu na konieczność zastosowania kosztownych materiałów konstrukcyjnych (stopów niklowych). Przeniesienie upustów z części SP turbiny głównej do turbiny pomocniczej powoduje, że strumień pary powracający do kotła na wtórny przegrzew jest mniejszy niż w przypadku kotła w konwencjonalnym obiegu z pojedynczym lub podwójnym przegrzewem. Strumień pary międzystopniowej zmniejsza się z około 85% strumienia pary świeżej do około 70%. Zastosowanie koncepcji obiegu z turbiną pomocniczą ma więc znaczny wpływ na konstrukcję kotła parowego. Obliczenia przeprowadzone przez [4] wykazały, iż w przypadku obiegu na ultra-nadkrytyczne parametry pary z turbiną pomocniczą masa przegrzewacza wtórnego w kotle (stale ferrytyczne i martenzytyczne) zmniejszyła się o około 6% w porównaniu do kotła w klasycznym obiegu. W obiegu „Master Cycle” zmniejsza się zysk z zastosowania przegrzewu międzystopniowego, gdyż znaczny strumień pary, który jest kierowany do turbiny pomocniczej nie zostaje przegrzany ponownie. Jednakże z drugiej strony podgrzewanie wody zasilającej wysoko przegrzaną parą z upustów części średnioprężnej turbiny skutkuje zwiększeniem strumienia generowanej entropii w podgrzewaczach regeneracyjnych. Zysk wynikający z minimalizacji strat w podgrzewaczach regeneracyjnych powinien zatem zrekompensować straty wynikające ze znacznego zmniejszenia strumienia przegrzewanej pary (o około 20%).

Zastosowanie turbiny upustowo-przeciwprężnej do napędu pomp wody zasilającej jest z powodzeniem stosowane w Stanach Zjednoczonych. Koncepcja turbiny pomocniczej „Tunning Turbine” w układzie „Master Cycle” została opracowana między innymi w oparciu o patent amerykański (Patent No US 5,404,724) zgłoszony przez G. Silvestri pt. Boiler Feedpump Turbine Drive/Feedwater Train Arrangement z 1995 roku [7]. Obliczenia termodynamiczne oraz ekonomiczne obiegów z turbiną pomocniczą były prowadzone przez wielu autorów m.in. [4], [5], [21]. Uzyskane wyniki, pomimo różnic w założeniach i wynikach obliczeń termodynamicznych, wskazywały opłacalność rozbudowy obiegu o turbinę pomocniczą.

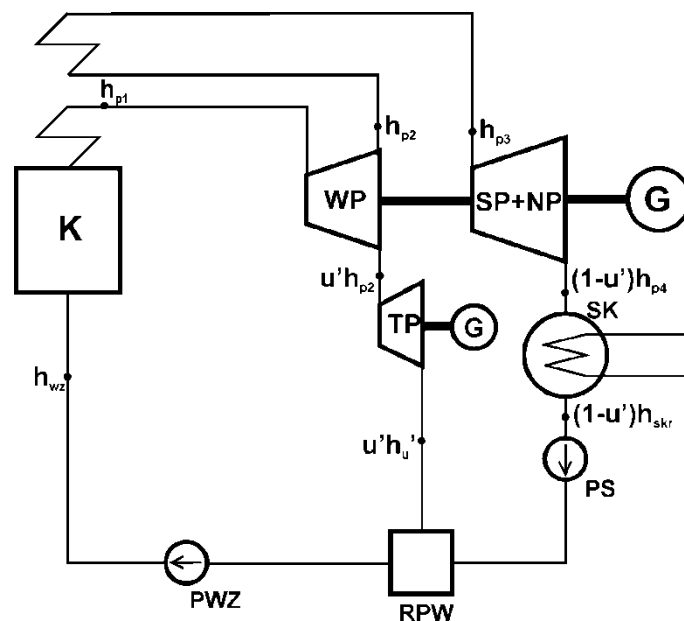
3.2 Analiza teoretyczna obiegu prostego

Zadaniem analizy teoretycznej było określenie warunków zapewniających uzyskanie przyrostu sprawności energetycznej obiegu prostej siłowni parowej w wyniku rozbudowy o dodatkową upustowo-przeciwprężną turbinę pomocniczą. Analiza dotyczy układu prostej

siłowni kondensacyjnej z przegrzewem wtórnym przedstawionej na rys. 3.2. Na rys. 3.3 przedstawiono schemat prostego obiegu parowego z przegrzewem wtórnym pary i turbiną pomocniczą TP. Para w TP jest rozprężana do identycznego ciśnienia jakie ma para w upuszcie w obiegu bez TP (rys. 3.2).



Rys. 3.2 Schemat prostego obiegu z przegrzewem wtórnym (K – kocioł, WP – część wysokoprężna turbiny, SP+NP – część średnio i niskoprężna turbiny, SK – skraplacz, RPW – regeneracyjny podgrzewacz wody, PS – pompa skroplin, PWZ – pompa wody zasilającej)



Rys. 3.3 Schemat prostego obiegu z przegrzewem wtórnym (TP – turbina pomocnicza)

Dla obu przedstawionych obiegu entalpia pary świeżej h_{p1} , entalpia pary na wylocie z turbiny WP h_{p2} , entalpia pary wtórnje przegrzanej h_{p3} , entalpia na wylocie z turbiny SP+NP h_{p4} , entalpia skroplin h_{skr} oraz entalpia wody zasilającej h_{wz} mają identyczne wartości.

Sprawność obiegu bez TP przedstawionego na rys. 3.2 określa równanie (3.1):

$$\eta = \frac{l_{WP} + l_{SP+NP} - l_{PWZ}}{h_{p1} - h_{wz} + \Delta h_{pw}} \quad (3.1)$$

gdzie: l_{WP} , l_{SP+NP} – praca wewnętrzna odpowiednio turbiny WP oraz turbiny SP+NP, h_{p1} – entalpia pary świeżej, h_{wz} – entalpia wody zasilającej, $\Delta h_{pw} = h_{p3} - h_{p2}$ – przyrost entalpii właściwej w przegrzewaczu wtórnym.

Podstawiając do (3.1) otrzymujemy:

$$\eta = \frac{h_{p1} - h_{p2} + h_{p3} - h_{p4} - u(h_u - h_{p4}) - l_{PWZ}}{h_{p1} - h_{wz} + \Delta h_{pw}} \quad (3.2)$$

Sprawność energetyczną siłowni z TP przedstawionej na rys.3.7 określa równanie (3.3):

$$\eta' = \frac{l_{WP} + l'_{SP+NP} + l_{TP} - l_{PWZ}}{h_{p1} - h_{wz} + (1-u')\Delta h_{pw}} \quad (3.3)$$

gdzie:

l_{TP} – praca wewnętrzna turbiny pomocniczej TP.

Podstawiając do równania (3.3) otrzymujemy:

$$\eta' = \frac{h_{p1} - h_{p2} + h_{p3} - h_{p4} - u'(h_{p3} - h_{p4}) + u'(h_{p2} - h'_u) - l_{PWZ}}{h_{p1} - h_{wz} + \Delta h_{pw} - u'\Delta h_{pw}} \quad (3.4)$$

W przypadku układu z turbiną pomocniczą TP zmniejszeniu ulega praca wewnętrzna turbin o Δl :

$$\Delta l = l - l' = u'(h_{p3} - h_{p4}) - u'(h_{p2} - h'_u) - u(h_u - h_{p4}) \quad (3.5)$$

Zmniejsza się ilość ciepła doprowadzone do obiegu o Δq_d :

$$\Delta q_d = q_d - q'_d = u'\Delta h_{pw} \quad (3.6)$$

Zmniejsza się również ilość ciepła odprowadzonego w skraplaczu o:

$$\Delta q_{skr} = q_{skr} - q'_{skr} = (u' - u)(h_{p4} - h_{skr}) \quad (3.7)$$

Zmniejszenie pracy wewnętrznej turbiny, ciepła doprowadzonego do obiegu oraz sprawności energetycznej obiegu po rozbudowie układu o turbinę pomocniczą TP zależą od wielkości strumienia pary kierowanej do wymiennika RPW (u') oraz entalpii tej pary (h'_u).

Z bilansu energii wymiennika RPW strumień pary kierowanej do RPW wynosi dla obiegu bez TP:

$$u = \frac{h_{wz} - h_{skr}}{h_u - h_{skr}} \quad (3.8)$$

Z kolei dla obiegu z TP wynosi:

$$u' = \frac{h_{wz} - h_{skr}}{h'_u - h_{skr}} \quad (3.9)$$

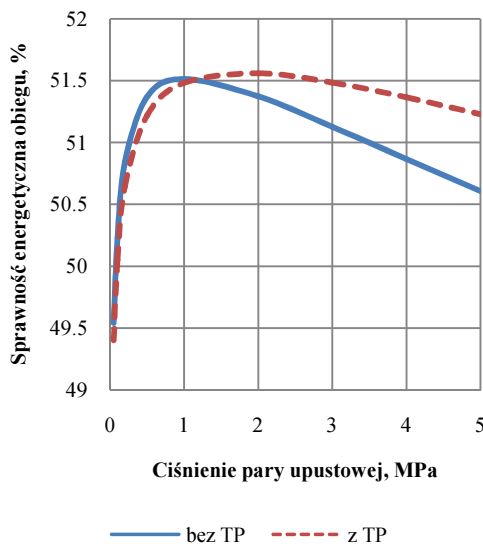
Wartość strumienia pary do wymiennika RPW zależy od wartości entalpii pary upustowej. Entalpia pary upustowej jest funkcją ciśnienia w upuście/na wylocie z TP oraz temperatury pary. Jak już wcześniej zaznaczono ciśnienie pary w upuście turbiny SP+NP dla obiegu bez TP oraz ciśnienie pary na wylocie z TP są sobie równe. W obiegu z TP para zasilająca dodatkową turbinę pomocniczą nie jest powtórnie przegrzewana, zatem temperatura pary kierowanej do podgrzewacza RPW jest niższa, a strumień pary większy. Przy założeniu identycznych parametrów obiegu dla obu rozpatrywanych konfiguracji przyrost/spadek sprawności układu z TP względem układu bez TP zależy tylko od ciśnienia pary upustowej.

Przeprowadzono obliczenia dla obu przedstawionych konfiguracji. Założono:

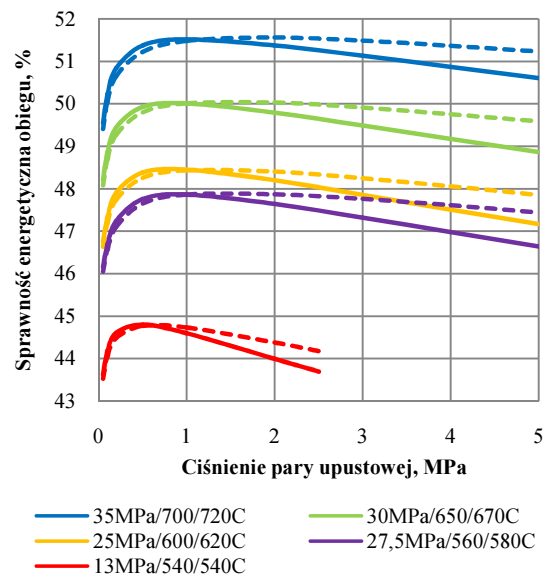
- jednostkowy strumień masowy pary świeżej,
- parametry pary świeżej: 35MPa/700°C,
- parametry pary wtórnie przegrzanej: 7,5MPa/720°C,

- ciśnienie w skraplaczu: 4,5 kPa,
- sprawność wewnętrzną wszystkich turbin WP, SP+NP oraz TP: 0,9.

Na rys. 3.4 przedstawiono charakterystykę wpływu ciśnienia pary upustowej/pary wylotowej z TP na sprawność energetyczną analizowanych obiegów. Dla niższych wartości ciśnienia pary upustowej (do około 1,4 MPa) sprawność obiegu bez TP przekracza sprawność obiegu z TP. Dla ciśnień przewyższających 1,4 MPa sprawność obiegu z TP zaczyna przewyższać sprawność obiegu bez TP. Różnica między sprawnościami jest tym większa im wyższe ciśnienie pary upustowej i dla 5 MPa wynosi 0,53 pkt. %. Im wyższe ciśnienie tym również większa różnica między temperaturą pary upustowej (obieg bez TP) a temperaturą pary na wylocie z TP, a także między strumieniem pary kierowanej do wymiennika RPW. W zakresie najniższych analizowanych wartości ciśnienia pary upustowej p_u w przypadku obiegu z TP do podgrzewacza regeneracyjnego jest kierowana para mokra. Z kolei na rys. 3.5 przedstawiono charakterystykę wpływu ciśnienia pary upustowej na sprawność energetyczną obiegów w zależności od parametrów pary świeżej oraz wtórnie przegrzanej. Niezależnie od parametrów pary świeżej obieg z turbiną pomocniczą po przekroczeniu pewnej wartości ciśnienia upustowego osiąga wyższe sprawności od obiegu wyjściowego.



Rys. 3.4 Sprawność energetyczna obiegów w funkcji ciśnienia pary upustowej kierowanej do wymiennika RPW



Rys. 3.5 Sprawność energetyczna obiegów w funkcji ciśnienia pary upustowej kierowanej do wymiennika RPW dla różnych parametrów pary świeżej i wtórnie przegrzanej (linia przerywana dotyczy obiegu z TP)

Średnią temperaturę doprowadzania ciepła do obiegu wyznaczono na podstawie [17]:

$$T_{\dot{s}r} = \frac{\dot{Q}}{\Delta\dot{S}} = \frac{\sum_i \dot{m}_i (h_w - h_d)}{\sum_i \dot{m}_i (s_w - s_d)} \quad (3.10)$$

gdzie: h_w , h_d – entalpia czynnika odpowiednio na wylocie i dolocie, s_w , s_d – entropia czynnika odpowiednio na wylocie i dolocie.

Charakterystykę średniej temperatury doprowadzania ciepła do obiegu w funkcji ciśnienia pary upustowej dla obu analizowanych obiegów przedstawiono na rys. 3.6. Dla obiegu z TP temperatura ta jest nieco niższa ze względu na mniejszy strumień pary, który jest zawracany do kotła w celu powtórnego przegrzania.

Z kolei zmiany średniej temperatury pary upustowej w podgrzewaczu regeneracyjnym, którą wyznaczono na podstawie [17]:

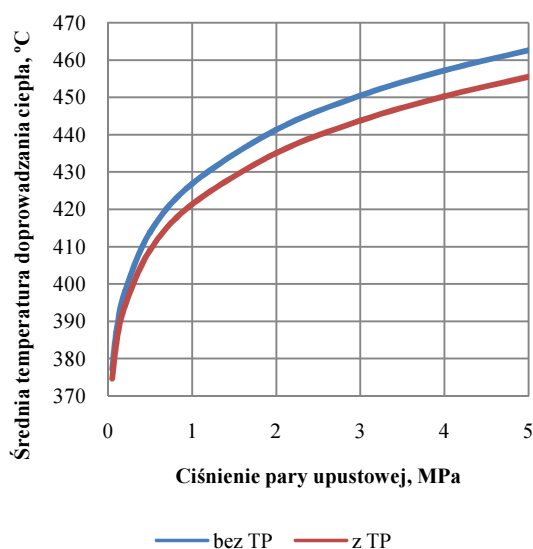
$$T_{sr} = \frac{h_d - h_w}{s_d - s_w} \quad (3.11)$$

gdzie:

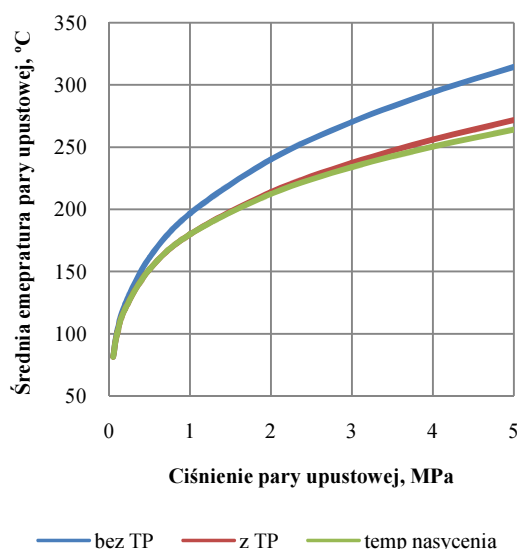
h_d, h_w – entalpia pary odpowiednio na dolocie i wylocie z podgrzewacza regeneracyjnego,

s_d, s_w – entropia pary odpowiednio na dolocie i wylocie z podgrzewacza regeneracyjnego,

i przedstawiono na rys. 3.7.



Rys. 3.6 Średnia temperatura doprowadzania ciepła



Rys. 3.7 Średnia temperatura pary upustowej w podgrzewaczu regeneracyjnym

Przyrost entropii zamkniętego systemu w trakcie nieodwracalnego procesu określa wzór:

$$\Delta \dot{S} = \dot{S}_2 - \dot{S}_1 = \sum_k \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \dot{S}_{gen} \quad (3.12)$$

\dot{S}_1, \dot{S}_2 – strumień entropii czynnika odpowiednio na początku i końcu procesu, \dot{Q}_k – strumień przekazywanego ciepła przy temperaturze T_k , \dot{S}_{gen} – generacja entropii.

Stąd:

$$\dot{S}_{gen} = \sum_i \dot{m}_w s_w - \sum_i \dot{m}_d s_d - \sum_k \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (3.13)$$

Strumienie generowanej entropii S_{gen} dla poszczególnych elementów obiegu parowego wyznaczono w oparciu o [22]. Strata wynikająca nieodwracalności procesu wynosi [18]:

$$\Phi = T_o \left(\sum_i \dot{m}_w s_w - \sum_i \dot{m}_d s_d - \frac{\dot{Q}_o}{T_o} \right) \quad (3.14)$$

gdzie:

\dot{Q}_o – strumień ciepła przepływający przez osłonę kontrolną.

Wskaźnik nieodwracalność procesu dla pojedynczego komponentu obiegu wynosi [18]:

$$\Omega_i = \frac{\Phi_i}{\dot{E}} \quad (3.15)$$

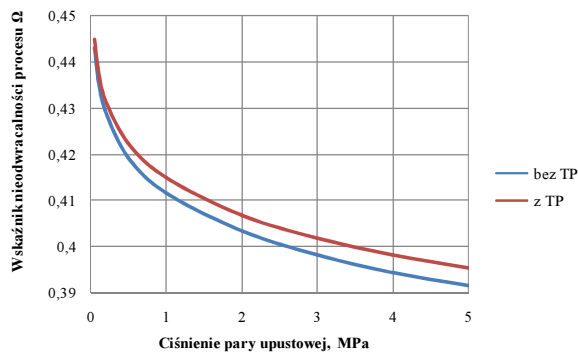
gdzie:

\dot{E} – strumień energii paliwa doprowadzony do obiegu (jeśli sprawność kotła wynosi 1, to $\dot{E}=\dot{Q}_d$).

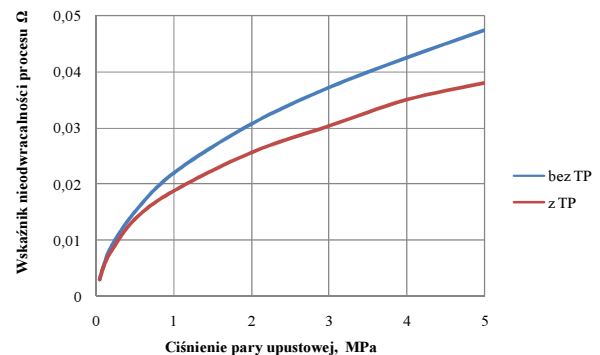
Wskaźnik nieodwracalność procesu dla całego obiegu wynosi:

$$\Omega = \frac{\sum_i \Phi_i}{\dot{E}} \quad (3.16)$$

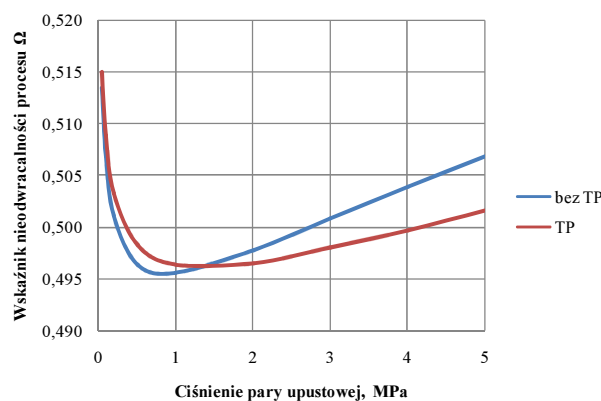
W przypadku obiegu z TP rośnie wskaźnik nieodwracalności procesów w kotle ze względu na niższą średnią temperaturę doprowadzania ciepła (rys. 3.8). Z drugiej strony maleje on dla regeneracyjnego podgrzewacza wody zasilającej ze względu na niższą różnicę temperatur pomiędzy czynnikami wymieniającymi ciepło (rys. 3.9). Maleje również nieznacznie dla turbiny parowej oraz skraplacza. Dla wyższych ciśnień pary upustowej (przekraczających około 1,4 MPa) sumaryczny wskaźnik nieodwracalności procesów w obiegu z TP jest niższy w porównaniu z obiegiem bez TP (rys. 3.10). Na rys. 3.11 przedstawiono porównanie wskaźnika nieodwracalności procesu w poszczególnych elementach obu analizowanych obiegu dla ciśnienia pary upustowej $p_u=4$ MPa.



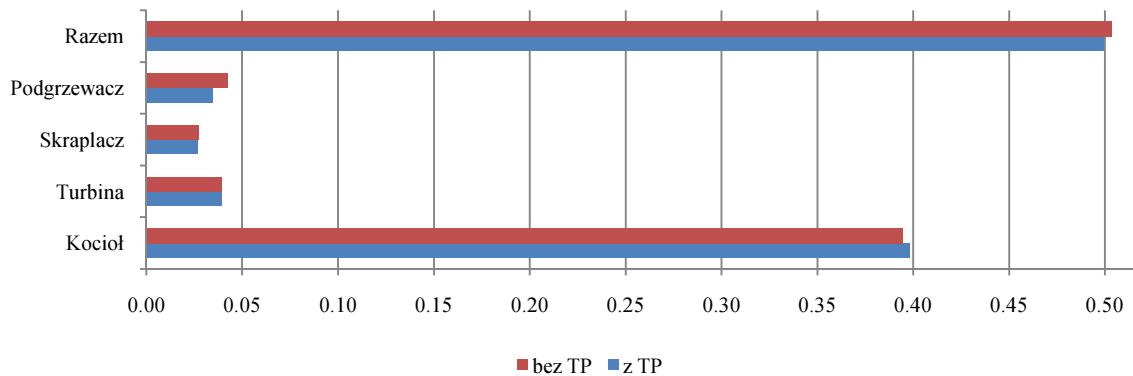
Rys. 3.8. Wskaźnik nieodwracalności procesu Ω w kotle parowym dla obu analizowanych obiegu w funkcji ciśnienia pary upustowej



Rys. 3.9. Wskaźnik nieodwracalności procesu Ω w podgrzewaczu regeneracyjnym dla obu analizowanych obiegu w funkcji ciśnienia pary upustowej

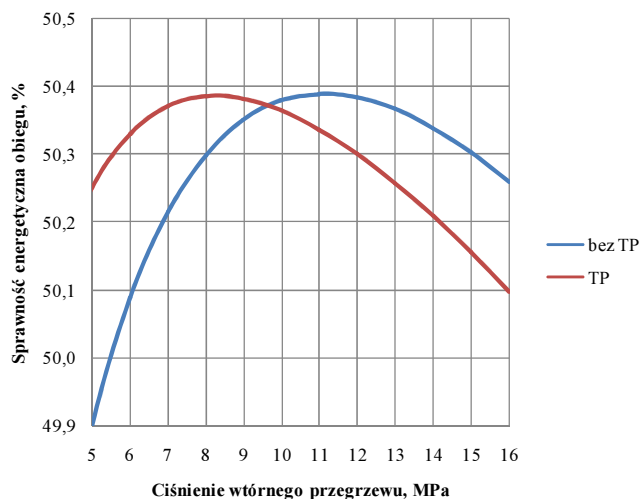


Rys. 3.10. Wskaźnik nieodwracalności procesu Ω w obiegu dla obu analizowanych wariantów w funkcji ciśnienia pary upustowej



Rys. 3.11 Wskaźnik nieodwracalności procesu Ω dla poszczególnych elementów obu analizowanych obiegów dla ciśnienia $p_u=4$ MPa

Na sprawność obiegu parowego istotny wpływ ma również ciśnienie wtórnego przegrzewu pary. Na rys. 3.12 przedstawiono wpływ ciśnienia wtórnego przegrzewu na sprawność obiegu prostego bez i z turbiną pomocniczą TP dla stałego ciśnienia pary upustowej $p_u=4$ MPa.



Rys. 3.12 Wpływ ciśnienia wtórnego przegrzewu na sprawność energetyczną obiegu dla $p_u=2$ MPa

Zastosowanie turbiny pomocniczej prowadzi do zmniejszenia zysku wynikającego z przegrzewania pary, gdyż zmniejsza się strumień pary kierowanej do wtórnego przegrzewacza w kotle. Z drugiej strony zmniejszają się straty związane z generacją entropii w podgrzewaczu regeneracyjnym. Analiza teoretyczna wykazała, że zysk z zastosowania turbiny pomocniczej jest uzależniony od początkowej różnicy temperatur pomiędzy parą upustową a wodą zasilającą w podgrzewaczu regeneracyjnym. Zysk z zastosowania turbiny pomocniczej jest tym większy, im wyższa jest początkowa różnica temperatur w podgrzewaczu regeneracyjnym. Dodatkowo obieg z TP osiąga swoje optimum termodynamiczne dla niższych ciśnień wtórnego przegrzewu niż obieg bez TP. Wynika to z tego, że przy zachowaniu identycznego ciśnienia na wylocie z TP i jednoczesnym obniżeniu ciśnienia wtórnego przegrzewu (i tym samym ciśnienia pary kierowanej do TP), zmniejsza się moc generowana w TP, a wzrasta moc turbiny głównej. Im niższe ciśnienie wtórnego przegrzewu tym niższy spadek mocy obiegu wynikający z zastosowania TP. Dodatkowo rośnie zysk wynikający ze zmniejszenia strat związanych z generacją entropii w podgrzewaczu regeneracyjnym, gdyż niższe ciśnienie wtórnego przegrzewu, skutkuje

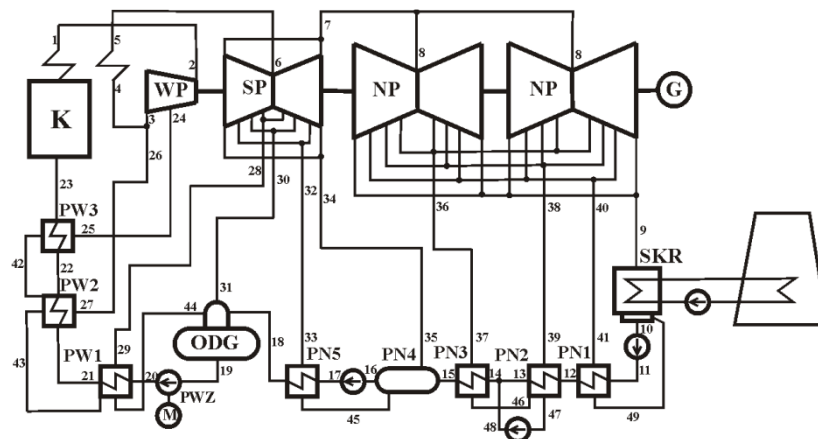
wyższą temperaturą pary upustowej kierowanej do podgrzewacza regeneracyjnego w obiegu bez TP. Przyjęty do analizy uproszczony model obiegu parowego siłowni cieplnej odbiega od układu cieplnego rzeczywistego bloku energetycznego. Turbina pomocnicza będzie zasilana kilka podgrzewaczy regeneracyjnych. W przypadku kilku podgrzewaczy średnia temperatura pary upustowej kierowanej do tych wymienników będzie niższa, niż dla pojedynczego podgrzewacza zasilanego parą o wysokich parametrach (np. 4 MPa). Zatem zysk związany z obniżeniem temperatury pary upustowej poprzez zastosowanie TP będzie relatywnie niewielki (z zakresu ciśnień pary upustowej 1,5-2,5 MPa dla obiegu prostego).

4 Analiza termodynamiczna różnych konfiguracji obiegu ultra-nadkrytycznego bloku węglowego

Analizę termodynamiczną bloku węglowego przeprowadzono z wykorzystaniem programu Epsilon Professional 10.0 [25].

4.1 Obieg referencyjny

W celu przeprowadzenia analizy termodynamicznej dla różnych konfiguracji obiegu parowego założono strukturę referencyjną bloku (rys. 4.1) na zaawansowane parametry ultra-nadkrytyczne 700/720°C: blok referencyjny przyjęty w ramach Strategicznego Programu Badawczego – Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: „Opracowanie technologii dla wysokosprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO₂ ze spalin”. Konceptyjny blok o mocy elektrycznej brutto 900 MW jest opalany węglem kamiennym o wartości opałowej 23 MJ/kg. Podstawowe parametry bloku zestawiono w tabeli 4.1.



Rys. 4.1 Schemat bloku referencyjnego na zaawansowane parametry ultra-nadkrytyczne

Tabela 4.1 Podstawowe parametry bloku 900 MW

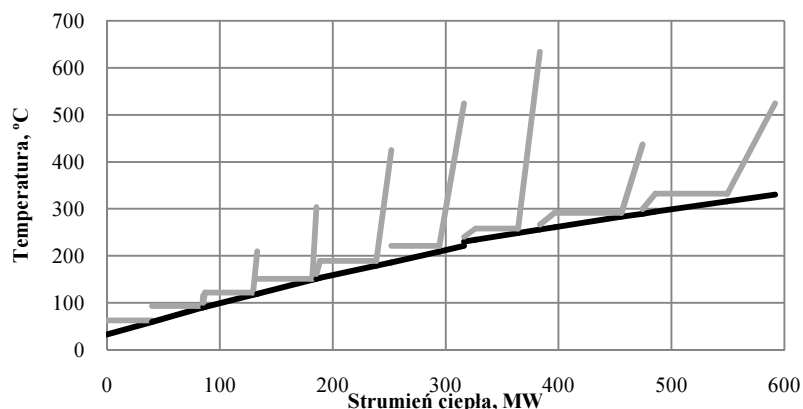
Temperatura pary świeżej na wlocie do turbiny	700 ⁰ C
Ciśnienie pary świeżej na wlocie do turbiny	35 MPa
Temperatura pary wtórnie przegrzanej na wlocie do turbiny	720 ⁰ C
Ciśnienie pary wtórnie przegrzanej na wlocie z kotła	7,5 MPa
Ciśnienie pary w przelotni SP/NP	0,5 MPa
Temperatura wody zasilającej	330 ⁰ C
Sprawność wewnętrzna grup stopni części WP, SP, NP turbiny	90, 92, 92%
Sprawność energetyczna kotła (temp. spalin: 110°C)	95%
Ciśnienie w skraplaczu (temp. wody chłodzącej: 19,1°C)	4,5 kPa

Turbina parowa składa się z jednoprzepływowej części wysokoprężnej WP, dwuprzepływowej części średnioprężnej SP oraz dwóch dwuprzepływowych części niskoprężnych NP. W skład sytemu regeneracyjnych podgrzewaczy wody zasilającej wchodzi pięć podgrzewaczy niskoprężnych PN1÷PN5 oraz trzy podgrzewacze wysokoprężne PW1÷PW3. Podgrzewacz niskoprężny PN4 jest wymiennikiem mieszkankowym. Blok referencyjny posiada dwie pompy wody zasilającej każda o wydajności stanowiących 50% nominalnego strumienia pary świeżej. Pompy posiadają napęd elektryczny i są regulowane poprzez zmianę prędkości obrotowej. Blok posiada zamknięty układ chłodzenia z moką chłodnią kominowa o ciągu naturalnym. Dane do obliczeń chłodni kominowej dla bloku 900MW przyjęto na podstawie [23]. Na podstawie krzywych chłodzenia projektowanej chłodni opracowano model chłodni kominowej. W obliczeniach uwzględniono zapotrzebowanie na moc pozostałych podstawowych urządzeń potrzeb własnych bloku – pomp skroplin, pomp wody chłodzącej, wentylatorów powietrza i spalin, młynów węglowych. W tabeli 4.2 zestawiono podstawowe wskaźniki pracy bloku. Dla przedstawionego układu o mocy elektrycznej brutto 900 MW uzyskano sprawność wytwarzania energii elektrycznej brutto 52,61% i sprawność netto 49,04%. Średnia temperatura doprowadzania ciepła do obiegu 478,2°C.

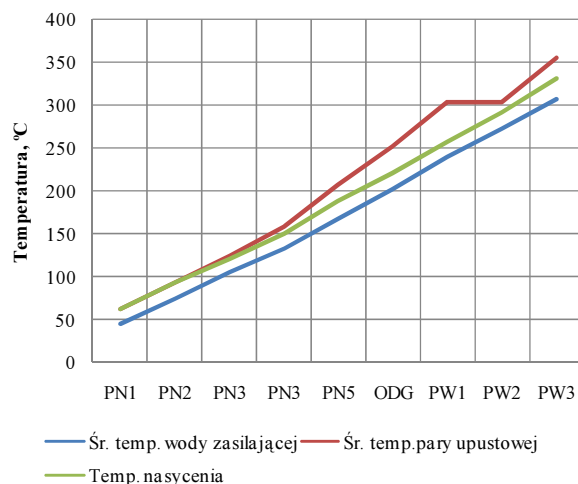
Tabela 4.2 Podstawowe wskaźniki pracy bloku 900 MW

Strumień pary świeżej	578,42 kg/s
Strumień ciepła oddawany w skraplaczu	743,1 MW
Strumień wody chłodzącej	20 534 kg/s
Strumień paliwa	74,4 kg/s
Moc elektryczna brutto	900 MW
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej brutto	52,61%
Moc elektryczna netto	838,9 MW
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto	49,04%
Wskaźnik potrzeb własnych	6,79%
Emisja CO ₂ na jednostkę energii wyprodukowanej netto	701 g/kWh _N

Na rys. 4.2 przedstawiono wykres temperatury pary upustowej i temperatury wody zasilającej w funkcji strumienia ciepła doprowadzonego do wody zasilającej. Największa różnica występuje w przypadku wymiennika PW1 zasilanego parą z pierwszego upustu części średnioprężnej turbiny. Temperatura pary upustowej na wlocie do PW1 wynosi 633,5°C, a temperatura nasycenia w wymienniku 258°C. Z kolei na rys. 4.3 przedstawiono uśrednioną entropowo temperaturę wody zasilającej oraz pary upustowej w poszczególnych podgrzewaczach regeneracyjnych. Różnica pomiędzy średnimi temperaturami czynników w podgrzewaczu PW1 jest najwyższa i wynosi 65 K.



Rys. 4.2 Wykres zmian temperatury pary upustowej i temperatury wody zasilającej w funkcji strumienia ciepła doprowadzonego do wody zasilającej



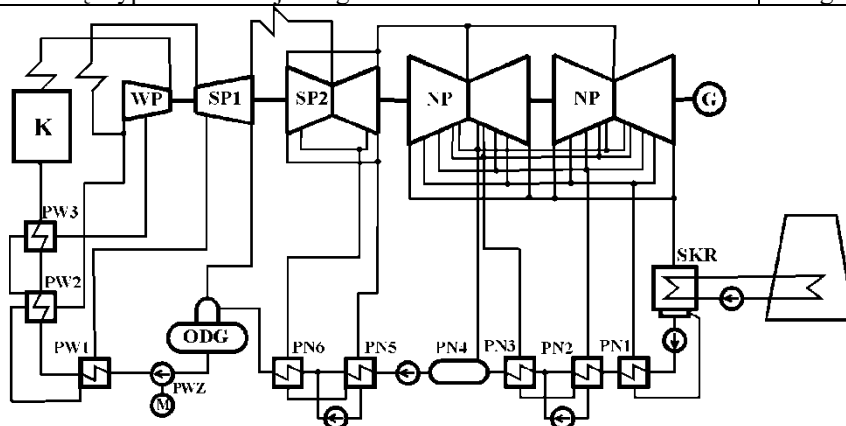
Rys. 4.3. Średnia temperatura wody zasilającej oraz pary upustowej w podgrzewaczach regeneracyjnych

4.2 Podwójny przegrzew wtórny pary

W tabeli 4.3 zestawiono podstawowe parametry bloku z podwójnym przegrzewem pary. Na rys. 4.4 przedstawiono schemat obiegu z podwójnym przegrzewem wtórnym pary (2P). Dla przedstawionego układu o mocy elektrycznej brutto 900 MW uzyskano sprawność wytwarzania energii elektrycznej brutto 53,48% i sprawność netto – 50%. Przyrost sprawności netto względem układu z pojedynczym przegrzewem wtórnym wyniósł 0,96 pkt.%.

Tabela 4.3 Podstawowe parametry obiegu z podwójnym przegrzewem wtórnym pary

Temperatura wody zasilającej	350°C
Para świeża przed turbiną	37,5MPa/700°C
Para wtórnje przegrzana (pierwszy przegrzew) przed turbiną	13 MPa/720 °C
Para wtórnje przegrzana (drugi przegrzew) przed turbiną	2,97 MPa
Strumień pary świeżej	538,49 kg/s
Stopień suchości pary na wylocie z turbiny NP	96,42%
Moc elektryczna brutto	900 MW
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej brutto	53,48 %
Moc elektryczna netto	841,5 MW
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto	50 %
Wskaźnik potrzeb własnych bloku	6,5%
Emisja CO ₂ na jednostkę wyprodukowanej energii netto	687 gCO ₂ /kWh _N



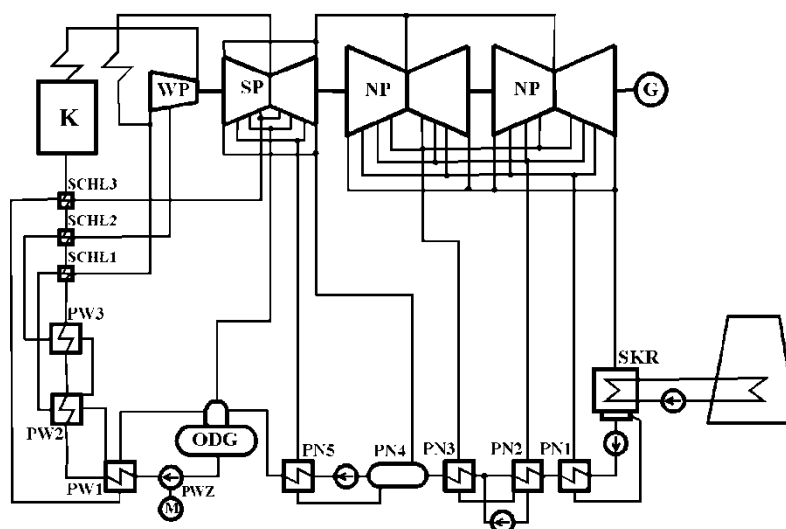
Rys. 4.4 Schemat obiegu z podwójnym przegrzewem (2P)

4.3 Schładzacz pary

Dla konfiguracji referencyjnej bloku 900 MW z pojedynczym przegrzewem wtórnym pary określono wpływ zastosowania zewnętrznych schładzaczy pary na sprawność wytwarzania energii elektrycznej (3 warianty). W konfiguracji obiegu z pojedynczym schładzaczem zewnętrznym (1P_1S) schładzacz pary pracuje jako ostatni stopień regeneracji wysokoprężnej. Jest zasilany parą z pierwszego upustu części SP turbiny. Para wylotowa ze schładzacza jest kierowana do podgrzewacza regeneracyjnego PW1. Temperatura za wymiennikiem PW3 została obniżona (ciśnienie w pierwszym upuście części WP turbiny zostało obniżone) tak, aby temperatura wody zasilającej do kotła wynosiła 330°C i była identyczna jak w obiegu referencyjnym. Podobnie postąpiono w przypadku pozostałych wariantów. W konfiguracji 1P_2S układ posiada dwa zewnętrzne schładzacze zasilane parą przegrzana z upustu oraz wylotu części WP turbiny. Wariant przedstawiony na rys. 4.5 (1P_3S) jest kombinacją dwóch poprzednich. W tabeli 4.4 zestawiono wyniki obliczeń dla przedstawionych konfiguracji bloku z zewnętrznymi schładzaczami pary. Przy zachowaniu identycznej temperatury wody zasilającej na wlocie do kotła jak w obiegu referencyjnym dla wariantu z trzema zewnętrznymi schładzaczami uzyskano przyrost sprawności bloku netto 0,17 pkt.%.

Tabela 4.4 Podstawowe wskaźniki pracy dla bloku z zewnętrznymi schładzaczami pary

Wariant	1P_1S	1P_2S	1P_3S
Temperatura wody zasilającej	330°C	330°C	330°C
Moc elektryczna brutto	900 MW	900 MW	900 MW
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej brutto	52,69%	52,71%	52,78%
Moc elektryczna netto	839,1 MW	839,1 MW	839,2 MW
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto	49,13%	49,14%	49,21%



Rys. 4.5 Schemat obiegu z pojedynczym przegrzewem i trzema schładzaczami pary (wariant 1P_3S)

4.4 Układ chłodzenia skraplaczy

W pracy przeprowadzono obliczenia dla trzech wariantów skraplaczy chłodzonych równolegle. Wyniki obliczeń dla obiegu referencyjnego zestawiono w tabeli 4.5. Dzięki zwiększeniu krotności chłodzenia skraplacza oraz zmniejszeniu przyrostu temperatury wody chłodzącej w skraplaczu możliwe jest obniżenie ciśnienia w skraplaczu. Wiąże się to jednak ze wzrostem powierzchni wymiany ciepła w skraplaczu oraz wzrostem mocy pomp wody

chłodzącej. Współczynnik przenikania ciepła dla skraplaczy wyznaczono na podstawie normy HEI9 [13]. Przy niższych wartościach ciśnienia w skraplaczu konieczne jest również zwiększenie powierzchni wylotów z turbiny ze względu na wzrost straty wylotowej.

Tabela 4.5 Podstawowe wskaźniki pracy skraplaczy i bloku dla rozpatrywanych wariantów (obieg referencyjny 1P)

	Jednostka	I (1P)	II (1P SKR R1)	III (1P SKR R2)
Ciśnienie w skraplaczu	kPa	4,5	4,25	4,0
Przyrost temperatury wody chłodzącej w skraplaczu	K	9,2	8,2	7,1
Krotność chłodzenia skraplacza	-	57,6	64,6	74
Powierzchnia wymiany ciepła	m ²	43847	46120	48914
Stała powierzchnia wylotowa turbiny NP, wzrost straty wylotowej wraz ze zmniejszeniem ciśnienia w skraplaczu				
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto	%	49,04	49,06	49,07
Stała strata wylotowa, powierzchnia wylotu turbiny NP zwiększona przy niższym ciśnieniu w skraplaczu				
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto	%	49,04	49,11	49,17

W przypadku, gdy układ posiada dwa lub więcej skraplaczy można zastosować szeregowe chłodzenie. Woda chłodząca przepływa szeregowo przez skraplacze (najpierw przez jeden, potem przez drugi), na skutek czego poprawiają się warunki kondensacji w pierwszym skraplaczu, ponieważ przyrost temperatury wody chłodzącej jest o połowę niższy niż w przypadku przepływu równoległego.

Przeprowadzono obliczenia dla dwóch wariantów chłodzenia szeregowego:

- I: chłodzenie szeregowe bez zwiększania powierzchni wymiany ciepła w skraplaczach,
- II: dodatkowo zwiększenie powierzchni wymiany ciepła skraplaczy.

Założono, że wartość straty wylotowej się nie zmienia, wzrasta natomiast powierzchnia wylotu z turbiny parowej. Strumień wody chłodzącej jest identyczny dla każdego wariantu i równy strumieniowi w bloku referencyjnym. Wyniki obliczeń zestawiono w tabeli 4.6.

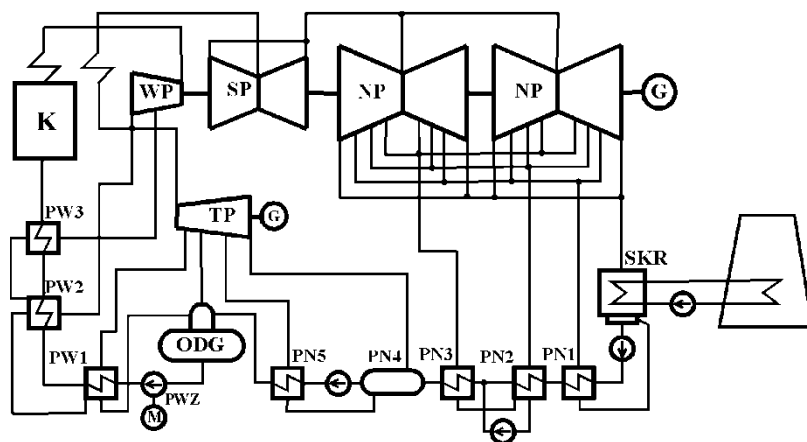
Tabela 4.6 Zestawienie wyników obliczeń dla analizowanych wariantów szeregowego chłodzenia skraplaczy bloku referencyjnego (1P)

	REF (skraplacze chłodzone równoległe) (1P)		I (1P SKR S 1)		II (1P SKR S 2)	
	SKR1	SKR2	SKR1	SKR2	SKR1	SKR2
Ciśnienie w skraplaczu, kPa	4,5	4,5	3,75	4,89	3,5	4,5
Średnie ciśnienie w skraplaczach, kPa	4,5		4,32		4,0	
Spiętrzenie temperatury, K	2,7	2,7	4,2	4,2	3	2,7
Przyrost temperatury wody chłodzącej, K	9,2	9,2	4,6	4,6	4,6	4,6
Powierzchnia wymiany ciepła A, m ²	21924	21924	21924	21924	27365	29022
Powierzchnia pojedynczego wylotu z turbiny, m ²	11,3	11,3	13,3	10,5	14,1	11,3
Sprawność bloku netto, %	49,04		49,1		49,23	

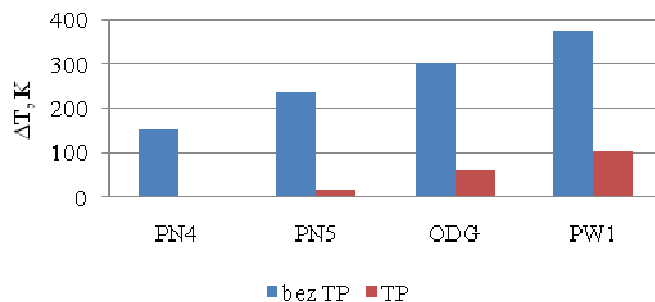
4.5 Obiegu z upustowo-przeciwprężną turbiną pomocniczą

Na rys. 4.6 przedstawiono schemat obiegu z pojedynczym przegrzewem wtórnym oraz upustowo-przeciwprężną turbiną pomocniczą TP napędzającą pomocniczy generator.

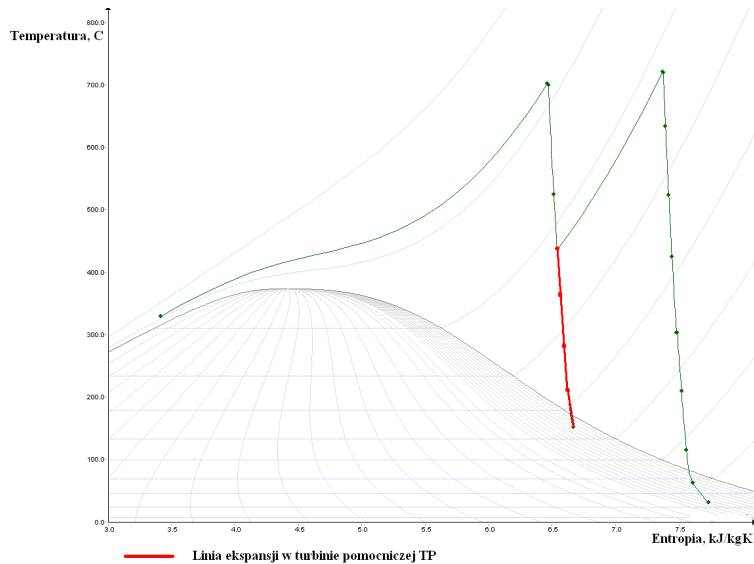
W związku z tym, iż mniejszy strumień pary jest wtórnie przegrzewany w celu uzyskania mocy brutto bloku, która jest sumą mocy elektrycznej generatora głównego oraz generatora pomocniczego, konieczne jest zwiększenie strumienia pary świeżej. Skutkuje to obniżeniem średniej temperatury doprowadzania ciepła do obiegu z 478,2°C do 474,7°C oraz wzrostem generacji entropii w kotle parowym. Strumień pary do turbiny pomocniczej stanowi ok. 1/5 strumienia pary świeżej, a moc generowana pomocniczego wynosi 38,6 MW. Na rys. 4.7 przedstawiono porównanie maksymalnych różnic temperatur w podgrzewaczach regeneracyjnych (pomiędzy parą upustową a temperaturą nasycenia) zasilanych z turbiny pomocniczej z wariantem referencyjnym. Rys. 4.8 przedstawia wykres rozprężenia w turbinie głównej oraz turbinie pomocniczej. Linia ekspansji w turbinie pomocniczej kończy się w obszarze pary mokrej.. W przypadku obiegu z TP temperatura pary zasilającej podgrzewacz PW1 jest o około 100 K wyższa od temperatury nasycenia, podczas gdy w obiegu referencyjnym różnica temperatur przekraczała 350 K. Na rys. 4.9 przedstawiono uśrednioną entropowo temperaturę wody zasilającej i pary upustowej dla obiegu referencyjnego (1P) oraz obiegu z turbiną pomocniczą (1P_TP_G). W przypadku podgrzewacza PW1 średnia entropowa temperatura pary upustowej obniżyła się o 38 K względem wariantu referencyjnego. Średnia temperatura pary upustowej w podgrzewaczach PN4-PW1 w obiegu 1P wynosi 234,6°C a w obiegu 1P_TP_G - 208,3°C. Różnica wynosi zatem 26,3 K, co w odniesieniu do analizy obiegu prostego, odpowiada sytuacji, gdy pojedynczy podgrzewacz regeneracyjny jest zasilany parą o ciśnieniu około 2 MPa, a przyrost sprawności obiegu z TP wynosi 0,12 pkt.%. Obniżenie temperatury pary upustowej kierowanej do podgrzewaczy regeneracyjnych PN4-PW1 zmniejszeniem wskaźnika nieodwracalności procesów, co przedstawiono na rys. 4.10. Z kolei na rys. 4.11 przedstawiono zestawienie dla wskaźników dla podstawowych elementów obiegu 1P oraz 1P_TP_G.



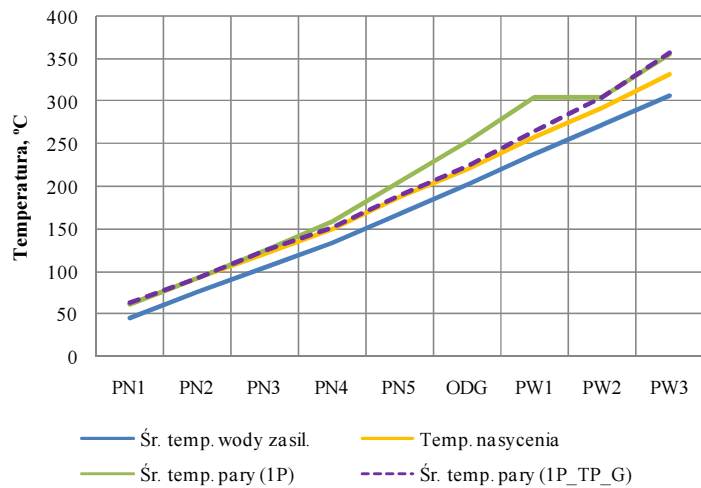
Rys. 4.6 Schemat obiegu z pojedynczym przegrzewem oraz turbiną pomocniczą (wariant 1P_TP_G)



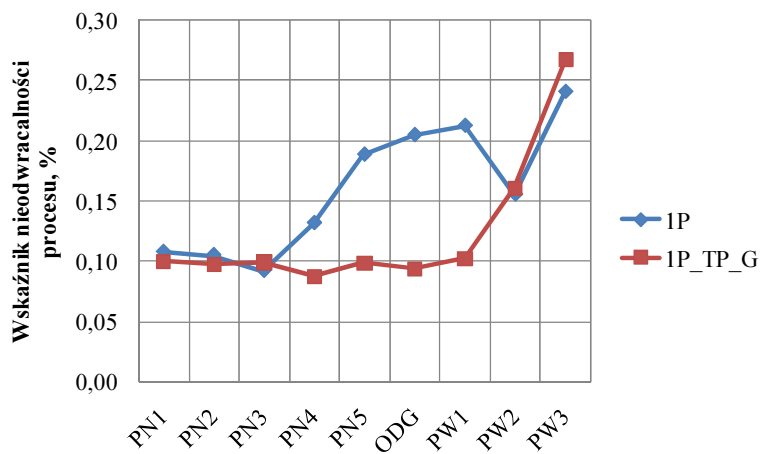
Rys. 4.7 Różnice temperatur pomiędzy parą upustową a temperatura nasycenia w podgrzewaczach regeneracyjnych dla obiegu referencyjnego oraz obiegu z turbiną pomocniczą



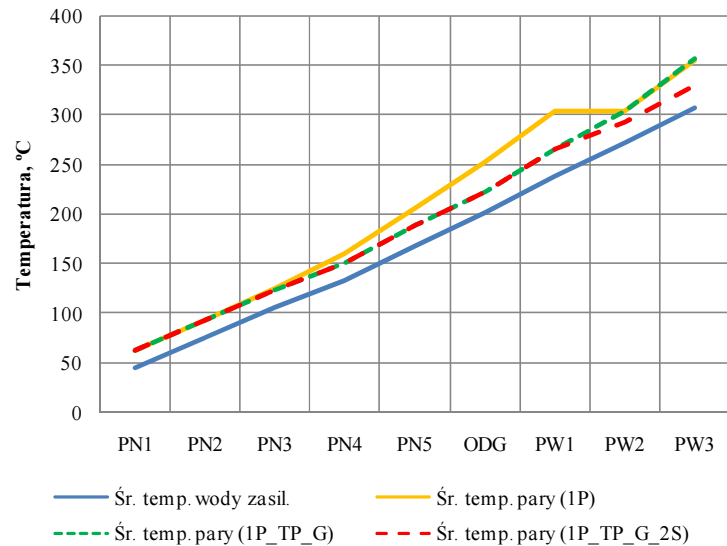
Rys. 4.8 Wykres rozprężania w turbinie głównej (kolor zielony) oraz turbinie pomocniczej (kolor czerwony)



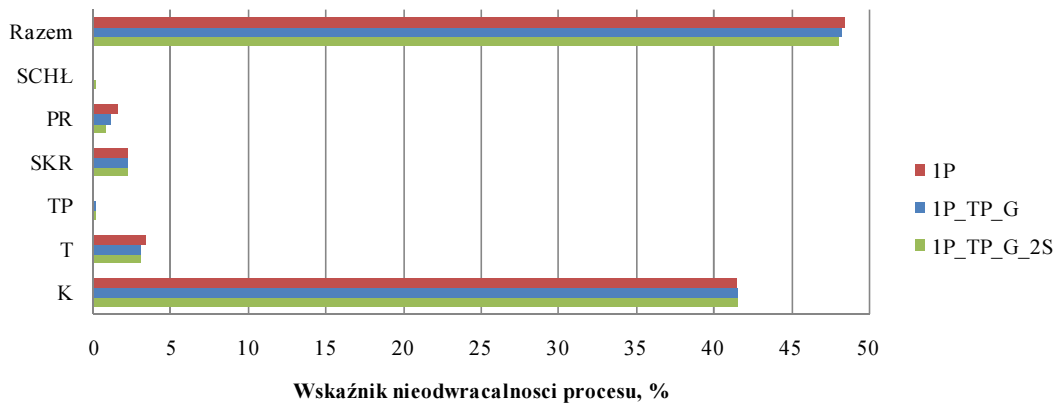
Rys. 4.9. Średnia temperatura wody zasilającej oraz pary upustowej w podgrzewaczach regeneracyjnych



Rys. 4.10 Porównanie wskaźnika nieodwracalności procesu dla poszczególnych podgrzewaczy regeneracyjnych w obiegu referencyjnym i obiegu z turbiną pomocniczą

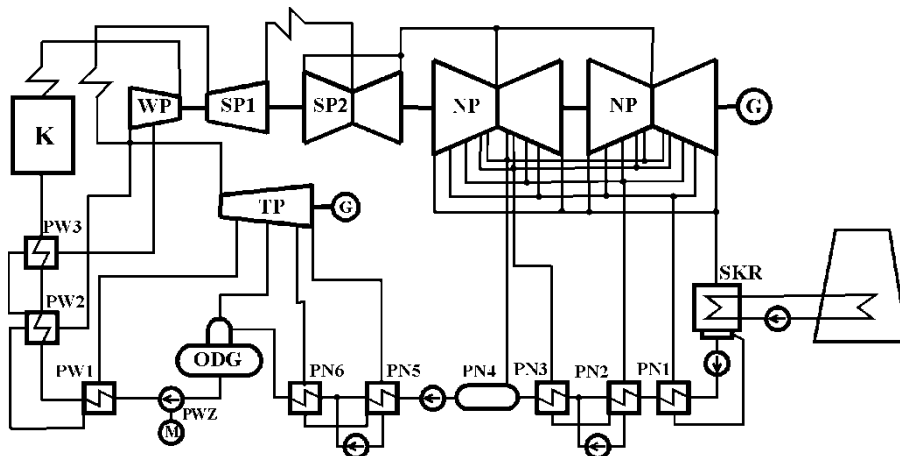


Rys. 4.13. Średnia temperatura wody zasilającej oraz pary upustowej w podgrzewaczach regeneracyjnych

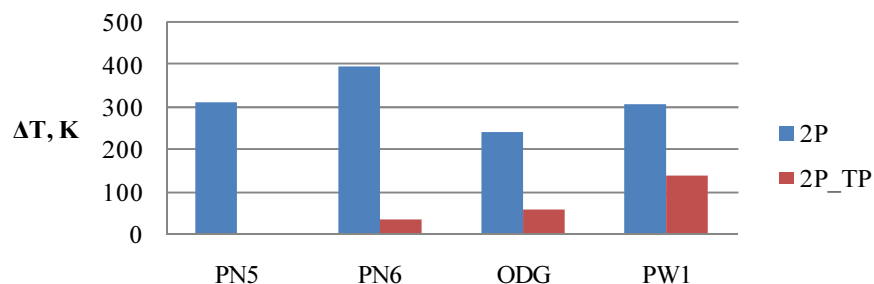


Rys. 4.14 Porównanie wskaźnika nieodwracalności procesu dla obiegu 1P, 1P_TP_G oraz 1P_TP_G_2S

Na rys. 4.15 przedstawiono obieg z podwójnym przegrzewem i turbiną pomocniczą (2P_TP_G). Turbina pomocnicza napędza dodatkowy generator. Na rys. 4.16 zestawiono różnice pomiędzy temperaturą pary upustowej a temperaturą nasycenia w podgrzewaczach regeneracyjnych PN5÷PW1. Najwyższa różnica temperatury występuje w podgrzewaczu PN6 (niedługo 400 K), zasilanym parą z pierwszego upustu turbiny SP2.



Rys. 4.15 Schemat obiegu z podwójnym przegrzewem i turbiną pomocniczą (wariant 2P_TP_G)



Rys. 4.16 Różnice temperatur pomiędzy parą upustową a temperatura nasycenia w podgrzewaczach regeneracyjnych dla obiegu referencyjnego oraz obiegu z turbiną pomocniczą

W tabeli 4.7 zestawiono podstawowe wskaźniki pracy bloku dla analizowanych wariantów obiegu z pojedynczym przegrzewem wtórnym i turbiną pomocniczą. Z kolei w tabeli 4.8 zestawiono wskaźniki pracy bloku z podwójnym przegrzewem wtórnym i turbiną pomocniczą. W przypadku wariantów 1P_TP_PWZ oraz 2P_TP_PWZ turbina pomocnicza napędza pompę wody zasilającej, a nadmiar mocy jest odbierany przez generator bilansujący. Moc elektryczna brutto bloku dla każdego z wariantów wynosi 900 MW i jest sumą mocy generatora głównego oraz generatora pomocniczego. Przyrost sprawności bloku brutto dla wariantu 1P_TP_G względem obiegu referencyjnego wyniósł 0,18 pkt.%, a sprawności netto – 0,08 pkt.%. W związku z tym, że w obiegu 1P_TP_G konieczne jest zwiększenie strumienia pary świeżej (o około 4,5%) w celu uzyskania zadanej mocy elektrycznej brutto 900 MW, wzrasta moc potrzebna do napędu pomp wody zasilającej. Skutkuje to wzrostem wskaźnika potrzeb własnych bloku z 6,79% do 6,94% oraz niższą (o 1,4 MW) mocą elektryczną bloku netto. Rozbudowa obiegu o zewnętrzne schładzacz pary skutkuje wzrostem sprawności netto o kolejne 0,1 pkt.%. W przypadku obiegu z podwójnym przegrzewem wtórnym pary przyrost sprawności po rozbudowie układu o TP jest wyższy (+0,2 pkt.%), ze względu na wyższe początkowe różnice temperatur w podgrzewaczach regeneracyjnych zasilanych z części SP oraz SP1 turbiny głównej.

Tabela 4.7 Podstawowe wskaźniki pracy dla układu z pojedynczym przegrzewem wtórnym (1P) i turbiną pomocniczą TP

Wariant	1P	1P TP G	1P TP G S2	1P TP PWZ	1P TP PWZ S2
Strumień pary świeżej, kg/s	578,4 2	604,37	603,47	627,02	626,05
Strumień ciepła oddawany w skraplaczu, MW	743,1	739	735,6	766,7	763,1
Strumień paliwa, kg/s	74,4	74,13	73,97	76,91	76,73
Moc elektryczna bloku brutto (generator główny i pomocniczy), MW	900	900	900	900	900
Moc elektryczna generatora pomocniczego, MW	-	38,6	38,5	6,4	6,2
Strumień pary do turbiny pomocniczej, kg/s	-	114,5	113,8	118,79	118,1
Parametry pary na wlocie do TP, MPa/°C	-	7,7/437,4	7,7/437,4	7,7/437,4	7,7/437,4
Ciśnienie na wylocie z TP, MPa	-	0,5	0,5	0,5	0,5
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej brutto, %	52,61	52,79	52,9	50,88	51
Moc elektryczna netto, MW	838,9	837,5	837,6	871,4	871,5
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto, %	49,04	49,12	49,24	49,27	49,38
Wskaźnik potrzeb własnych bloku, %	6,79	6,94	6,93	3,17	3,16
Emisja CO ₂ na jednostkę wyprod. energii netto, gCO ₂ /kWh _N	701	699,7	698,1	697,6	696

Tabela 4.8 Podstawowe wskaźniki pracy dla układu z podwójnym przegrzewem wtórnym (2P) i turbiną pomocniczą TP

Wariant	2P	2P TP G	2P TP PWZ
Strumień pary świeżej, kg/s	538,49	568,78	588,98
Strumień ciepła oddawany w skraplaczu, MW	713,9	706,4	731,5
Strumień paliwa, kg/s	73,2	72,74	75,33
Moc elektryczna bloku brutto (generator główny i pomocniczy), MW	900	900	900
Moc elektryczna generatora pomocniczego, MW	-	44,5	14,1
Strumień pary do turbiny pomocniczej, kg/s	-	122,87	127,33
Parametry pary na wlocie do TP, MPa/°C	-	13,8/517,8	13,8/517,8
Ciśnienie na wylocie z TP, MPa	-	0,8	0,8
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej brutto, %	53,48	53,79	51,95
Moc elektryczna netto, MW	841,5	839,9	872,1
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto, %	50	50,2	50,34
Wskaźnik potrzeb własnych bloku, %	6,5	6,68	3,09
Emisja CO ₂ na jednostkę wyprodukowanej energii netto, gCO ₂ /kWh _N	687	684,7	682,8

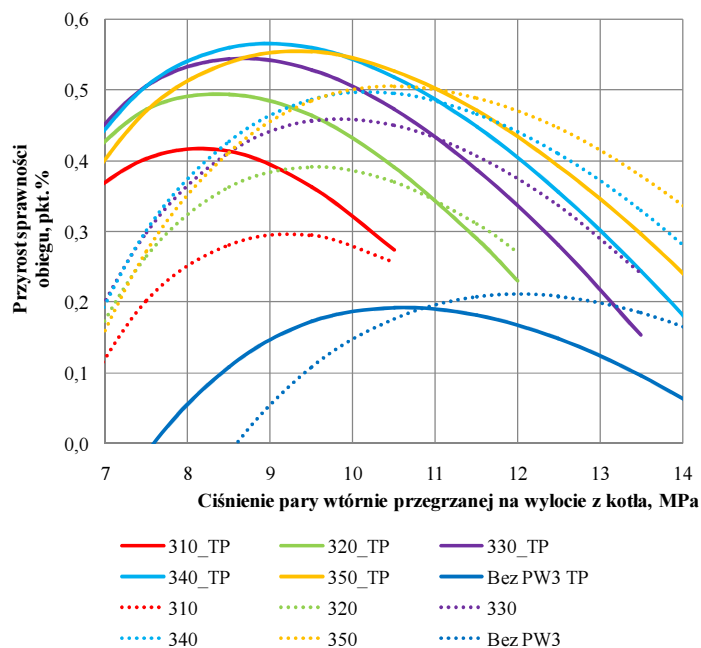
4.6 Analiza wpływu podstawowych parametrów bloku na sprawność obiegu parowego

W zakres obliczeń wariantowych obiegu parowego wchodzi następujące parametry:

- temperatura wody zasilającej,
- ciśnienie wtórnego przegrzewu/przegrzewów,
- przyrosty temperatury wody zasilającej na poszczególnych podgrzewaczach regeneracyjnych (ciśnienie pary upustowej kierowanej do podgrzewaczy),

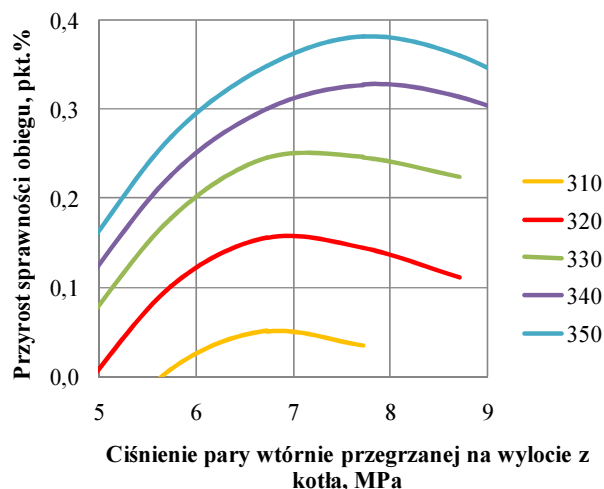
Dobór ciśnień w upustach turbiny parowej w celu maksymalizacji sprawności wytwarzania energii elektrycznej przy założeniu stałej końcowej temperatury wody zasilającej oraz stałego ciśnienia przegrzewu dla rozpatrywanych wariantów konfiguracji obiegu skutkuje przyrostem sprawności nie przekraczającym 0,02 pkt.%. Biorąc pod uwagę ograniczenia konstrukcyjne dotyczące turbiny parowej (usytuowanie upustów) oraz podgrzewaczy regeneracyjnych, a także dążenia do jak najbardziej równomiernego rozdziału przyrostów temperatury wody zasilającej na poszczególnych podgrzewaczach regeneracyjnych w początkowej fazie projektowania obiegu, optymalizacja termodynamiczna ciśnień w upustach turbiny dla stałego ciśnienia przegrzewu wtórnego oraz końcowej temperatury wody zasilającej nie przynosi znaczących rezultatów.

Rys. 4.17 przedstawia zmiany sprawności obiegu w funkcji ciśnienia wtórnego przegrzewu pary dla obiegu referencyjnego (1P) oraz dla obiegu z upustowo przeciwpęzną turbiną pomocniczą (1P_TP_G) dla temperatur wody zasilającej z zakresu 310-350°C. Na wykresie dla porównania zamieszczono również charakterystyki dla obu konfiguracji obiegu (1P oraz 1P_TP_G) bez podgrzewacza regeneracyjnego PW3 (część WP turbiny bez upustów). Dla każdej rozpatrywanej wartości ciśnienia wtórnego oraz końcowej temperatury wody zasilającej ponownie dobierano jak najbardziej równomierny rozkład przyrostów temperatury na poszczególnych podgrzewaczach regeneracyjnych. W przypadku obiegu referencyjnego (1P) dla temperatury wody zasilającej 330°C optymalne ciśnienie pary wtórnego przegrzanej na wylocie z kotła wynosi około 9,8 MPa. Przyrost sprawności obiegu wynikający z podniesienia wartości ciśnienia pary wtórnego przegrzanej z 7,5 do 9,8 MPa wyniósł 0,16 pkt.%. Z kolei dla obiegu z turbiną pomocniczą optymalne ciśnienie jest niższe i wynosi około 8,5 MPa, co daje przyrost sprawności obiegu na poziomie 0,04 pkt.%. Dla obu wariantów wyznaczone optymalne pod względem termodynamicznym ciśnienie jest wyższe od początkowego 7,5 MPa. Dla przyjętego ciśnienia wtórnego przegrzewu na poziomie 7,5 MPa dalsze zwiększanie temperatury wody zasilającej nie przynosi efektów.



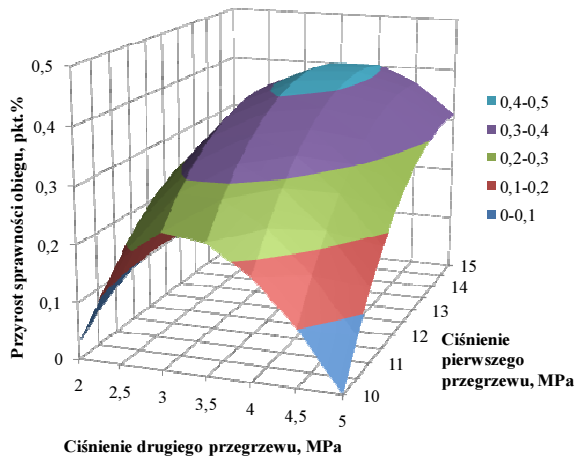
Rys. 4.17 Zmiany sprawności obiegu w funkcji ciśnienia wtórnego przegrzewu dla obiegu z pojedynczym przegrzewem wtórnym (1P) oraz dla konfiguracji z turbiną pomocniczą TP (1P_TP_G)

Na rys. 4.18 przedstawiono charakterystykę dla obiegu z turbiną pomocniczą i schładzaczami pary (1P_TP_G_2S). Rozbudowa układu regeneracji o zewnętrzne schładzacze pary przegrzanej powoduje obniżenie optymalnego pod względem termodynamicznym ciśnienia wtórnego przegrzewu. Im niższe ciśnienie przegrzewu, tym wyższy przyrost temperatury wody zasilającej w ostatnim podgrzewaczu regeneracji wysokopiętnej (PW3). Przy zachowaniu stałej końcowej temperatury wody zasilającej zewnętrzne schładzacze powodują zmniejszenie przyrostu w podgrzewaczu PW3 i pozwalają na zachowanie bardziej równomiernego rozkładu przyrostów temperatury na poszczególnych wymiennikach. Co więcej, w odróżnieniu od obiegu referencyjnego zwiększenie końcowej temperatury wody zasilającej przy zachowaniu relatywnie niskiego ciśnienia wtórnego przegrzewu skutkuje dalszym wzrostem sprawności obiegu.

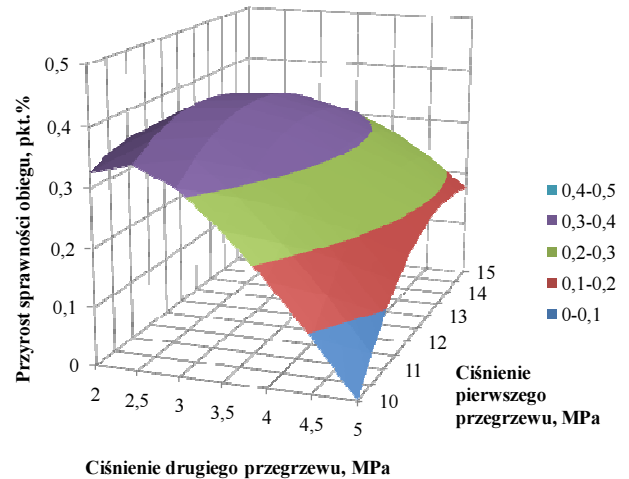


Rys. 4.18 Zmiany sprawności obiegu w funkcji ciśnienia wtórnego przegrzewu dla obiegu z pojedynczym przegrzewem wtórnym z turbiną pomocniczą i dwoma schładzaczami pary (1P_TP_G_2S)

Na rys. 4.19 przedstawiono charakterystykę zmian sprawności obiegu w funkcji ciśnienia drugiego przegrzewu wtórnego dla konfiguracji obiegu z podwójnym przegrzewem (2P) a na rys. 4.20 - z podwójnym przegrzewem i turbiną pomocniczą (2P_TP_G). W obu konfiguracjach końcowa temperatura wody zasilającej wynosi 350°C. Podobnie jak w przypadku konfiguracji obiegu 1P_TP_G, zastosowanie turbiny pomocniczej powoduje, że optymalne wartości ciśnienia przegrzewów wtórnych są niższe. Dla obiegu 2P uzyskano maksymalną sprawność obiegu dla ciśnień przegrzewu 13,7 oraz 3,5 MPa, co zapewniło przyrost sprawności względem parametrów wyjściowych o 0,03 pkt.%. Maksymalna sprawność obiegu z TP uzyskano dla ciśnień 12,2 i 2,5 MPa, co zapewniło przyrost sprawności względem parametrów wyjściowych o 0,01 pkt.%.



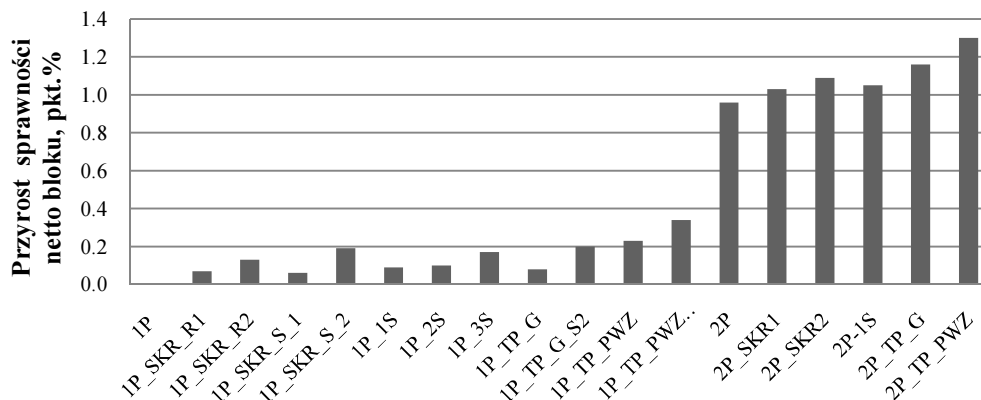
Rys. 4.19 Zmiany sprawności obiegu z podwójnym przegrzewem (2P) w funkcji ciśnienia pierwszego i drugiego przegrzewu wtórnego



Rys. 4.20 Zmiany sprawności obiegu z podwójnym przegrzewem i turbiną pomocniczą TP (2P_TP_G) w funkcji ciśnienia pierwszego i drugiego przegrzewu wtórnego

4.7 Zestawienie wyników obliczeń

Na rys. 4.21 zestawiono przyrosty sprawności względem obiegu referencyjnego (1P) dla wszystkich analizowanych wariantów konfiguracji bloku. Przedstawione wyniki uzyskano przy założeniu identycznych parametrów pary wtórnie przegrzanej oraz temperatury wody zasilającej.



Rys. 4.21 Zestawienie przyrostów sprawności wytwarzania energii elektrycznej netto względem obiegu referencyjnego dla analizowanych wariantów

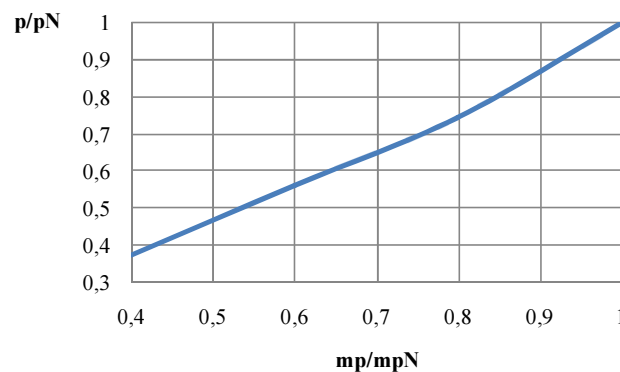
5 Analiza pracy przy zmiennym obciążeniu

Obszarem ważnym z punktu widzenia doskonalenia konstrukcji układów technologicznych elektrowni węglowych, jest zdolność do elastycznej pracy przy obciążeniu częściowym. Współczesne systemy elektroenergetyczne wymagają jednostek wytwórczych zdolnych do pracy przy 40% obciążenia nominalnego lub nawet niższym przy zachowaniu wysokiej sprawności.

5.1 Charakterystyki maszyn i urządzeń

W analizie pracy bloku dla zmienionych warunków obciążenia przyjęto następujące założenia:

- 1) Przyjęto stan ustalony pracy bloku.
- 2) Wartość ciśnienia pary świeżej na wylocie z kotła parowego zmienia się zgodnie z charakterystyką przedstawioną na rys. 5.1.



Rys. 5.1 Charakterystyka ciśnienia poślizgowego w kotle w funkcji strumienia pary świeżej (p/p_N – stosunek aktualnego ciśnienia pary na wylocie z kotła do nominalnego; m_p/m_{pN} – stosunek aktualnego strumienia pary świeżej do nominalnego)

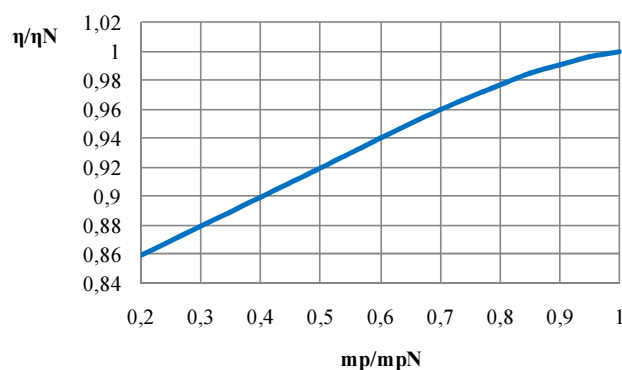
- 3) Temperatury pary świeżej oraz wtórnie przegrzanej na wylocie z kotła mają stałą wartość w analizowanym zakresie zmian obciążenia bloku 40-100%.
- 4) Ciśnienia w poszczególnych upustach turbiny są wyliczane w oparciu o równanie przelotowości:

$$\frac{m_1}{m_{1N}} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{1N}^2 - p_{2N}^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_{1N}}{T_1}} \quad (5.1)$$

- 5) Sprawność wewnętrzna poszczególnych grup stopni turbiny zmienia się zgodnie z funkcją:

$$\frac{\eta_i}{\eta_{iN}} = \frac{p_1 - p_2}{p_{1N} - p_{2N}} \quad (5.2)$$

gdzie: p - ciśnienie pary, 1 – wlot, 2 – wylot, N – parametry nominalne, przedstawioną na rys. 5.2.



Rys. 5.2 Charakterystyka zmian sprawności wewnętrznej grupy stopni turbiny w funkcji zmiany spadku ciśnienia/przepływu objętościowego

- 6) Strumień wody chłodzącej skraplacz jest stały w całym analizowanym zakresie obciążenia.
- 7) Odgazowywacz pracuje ze zmiennym ciśnieniem odgazowania, zależnym od ciśnienia pary w upuście zasilającym.
- 8) Poniżej obciążenia 60% wentylatory powietrza do kotła pracują ze stałą wydajnością.
- 9) Strumień ciepła z chłodzenia maszyn urządzeń jest stały w całym zakresie obciążenia i wynosi 4% nominalnego obciążenia cieplnego skraplaczy.
- 10) Regulacja wydajności pomp wody zasilającej odbywa się poprzez zmianę prędkości obrotowej. Dla wariantów, w których blok posiada dwie pompy wody zasilającej dla obciążenia bloku poniżej 50% pracuje tylko jedna pompa.

5.2 Regulacja turbiny pomocniczej

Turbina pomocnicza ma pracować z ciśnieniem poślizgowym i nie posiada stopnia regulacyjnego [6]. Zawór na wlocie do turbiny jest całkowicie otwarty w całym zakresie obciążenia bloku. Moc pomocniczego generatora elektrycznego nie jest regulowana i jest ona wartością wynikową. W trybie projektowym założono ciśnienie pary na wlocie do turbiny pomocniczej równe ciśnieniu wylotowemu z części WP turbiny głównej pomniejszonemu o straty przepływu pary. W trybie poza projektowym, wykorzystywanym do analizy pracy bloku przy zmienionych warunkach obciążenia, do zamodelowania pracy turbiny pomocniczej konieczne jest określenie ciśnienia wylotowego dla każdego punktu obliczeniowego. Zarówno w przypadku modelu turbiny głównej jak i pomocniczej do wyznaczenia ciśnień wykorzystano równanie przelotowości. Dla każdego punktu obliczeniowego tak dobierano ciśnienie na wylocie z TP, aby uzyskać identyczne ciśnienie w nitce pary wylotowej z turbiny WP kierowanej do wtórnego przegrzewacza w kotle oraz nitce pary kierowanej do TP. Strumień pary kierowany do TP zmniejsza się wraz z redukcją obciążenia bloku, a tym samym zmniejsza się moc generowana przez turbinę.

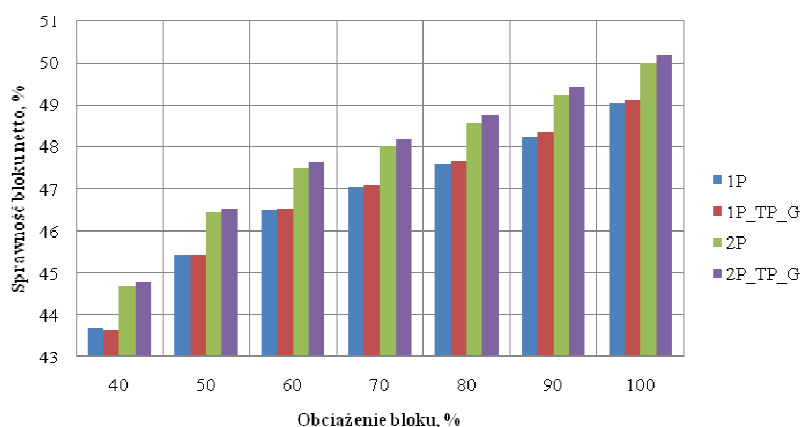
W przypadku turbiny pomocniczej ciśnienie na wylocie spada nieznacznie w całym zakresie obciążenia bloku (przy obciążeniu 40% jest o około 10% niższe od projektowego). W porównaniu z obiegiem referencyjnym (1P) zmieniają się warunki pracy podgrzewaczy regeneracyjnych. Para kierowana do podgrzewaczy z TP ma wyższe ciśnienie oraz niższą temperaturę w porównaniu z wariantem, gdy są one zasilane z części SP turbiny głównej. Pomimo tego końcowa temperatura wody zasilającej w obu wariantach 1P oraz 1P_TP_G jest niemalże identyczna w całym zakresie obciążenia bloku (maksymalna różnica wyniosła 1 K przy obciążeniu 40%).

5.3 Zestawienie wyników obliczeń dla pracy bloku przy zmienionych warunkach obciążenia

Obliczenia dla pracy bloku przy zmienionych warunkach obciążenia przeprowadzono w zakresie 40-100% dla następujących wariantów konfiguracji bloku:

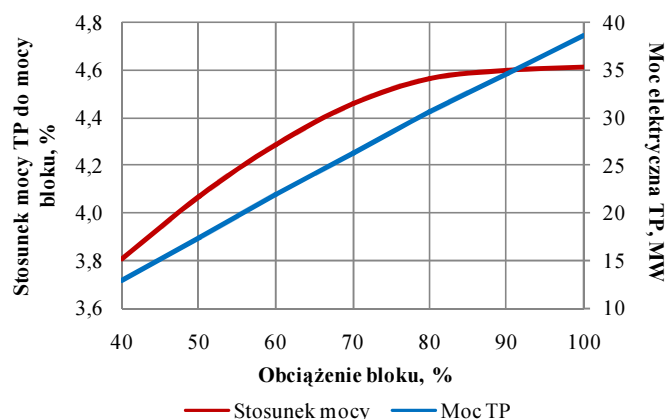
- I – konfiguracja referencyjna (1P),
- II – obieg z pojedynczym przegrzewem i upustowo-przeciwprężną turbiną pomocniczą napędzającą dodatkowy generator (1P_TP_G),
- III – obieg z podwójnym przegrzewem pary (2P),
- IV – obieg z podwójnym przegrzewem pary i upustowo-przeciwprężną turbiną pomocniczą napędzającą dodatkowy generator (2P_TP_G).

Wyniki obliczeń zestawiono na rys. 5.3.



Rys. 5.3 Charakterystyka sprawności wytwarzania energii elektrycznej netto w funkcji obciążenia bloku

Moc generowana przez turbinę pomocniczą spada wraz ze zmniejszeniem strumienia pary świeżej. Na rys. 5.4 przedstawiono moc elektryczną generowaną przez TP oraz stosunek tej mocy do całkowitej mocy bloku. Moc TP nie zmienia się proporcjonalnie do zmiany mocy bloku wraz ze zmniejszaniem strumienia pary świeżej. Niższa relatywna moc TP przy niższych obciążeniach skutkuje wzrostem mocy turbiny głównej i w efekcie całego bloku. Z tego powodu dla niższych obciążeń blok z TP osiąga nieznacznie wyższą moc w porównaniu z blokiem bez TP dla identycznego stosunku aktualnej wartości strumienia pary świeżej do wartości nominalnej (dla 40% różnica mocy netto wynosi 2,5 MW). Rozbudowa obiegu o turbinę pomocniczą wiąże się z komplikacją regulacji bloku. Konieczne jest bowiem uwzględnienie charakterystyki zmian mocy TP w regulacji mocy całego bloku. W przypadku konfiguracji obiegu z TP spadek sprawności wraz ze zmniejszeniem obciążenia jest nieznacznie wyższy niż dla obiegu wyjściowego.



Rys. 5.4. Moc elektryczna TP oraz stosunek mocy TP do całkowitej mocy bloku w funkcji obciążenia (1P_TP_G)

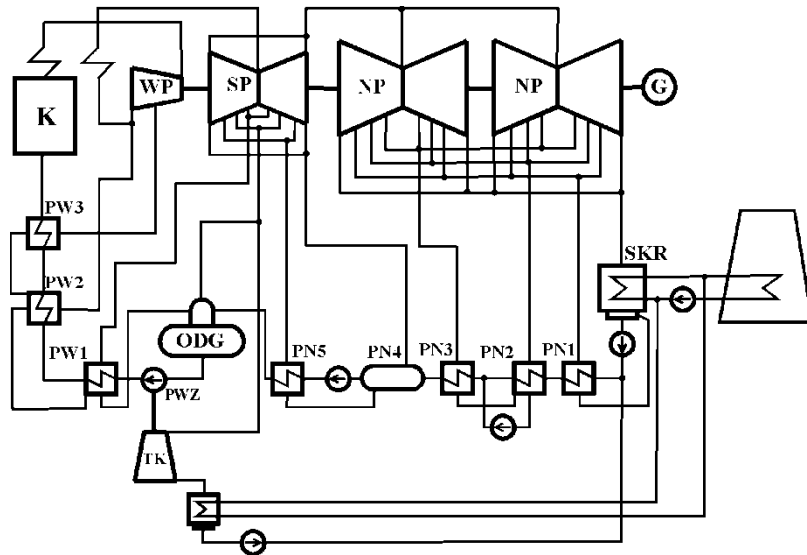
6 Efektywność różnych napędów pomp wody zasilającej

Analizie poddano następujące warianty napędu pompy wody zasilającej:

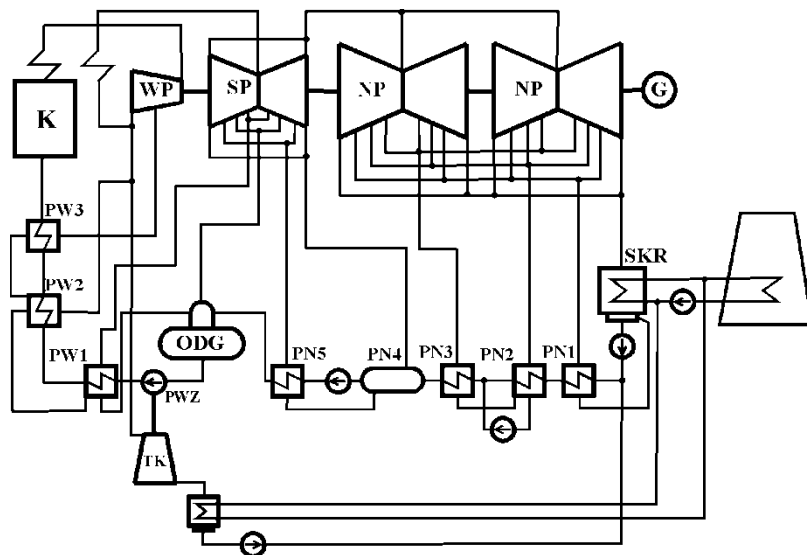
- wariant I (2SE) – dwie pompy wody zasilającej 2x50% zasilane elektrycznie,
- wariant II (3SE) – trzy pompy wody zasilającej 3x33% zasilane elektrycznie,
- wariant III (TK_SP) – pompa wody zasilającej 1x100% napędzana turbiną kondensacyjną zasilaną parą z upustu części średnioprężnej turbiny głównej (rys. 6.1); sprawność wewnętrzną turbiny przyjęto na poziomie 85%,
- wariant IV (TK_WP) – pompa wody zasilającej 1x100% napędzana turbiną kondensacyjną zasilaną parą z wylotu części wysokoprężnej turbiny głównej (rys. 6.2),
- wariant V (TP) – pompa wody zasilającej 1x100% napędzana turbiną upustowo-przeciwprężną zasilaną parą z wylotu części wysokoprężnej i upustami oraz wylotem skierowanymi do wymienników regeneracyjnych zasilanych w obiegu referencyjnym z turbiny średnioprężnej (rys. 6.3); podgrzewacz regeneracyjny PN4 jest dodatkowo zasilany parą z wylotu części średnioprężnej turbiny; sprawność wewnętrzną turbiny napędowej przyjęto na poziomie 90%,
- wariant VI (TP_G) – pompa wody zasilającej 1x100% napędzana turbiną upustowo-przeciwprężną zasilaną parą z wylotu części wysokoprężnej i upustami oraz wylotem skierowanymi do podgrzewaczy regeneracyjnych zasilanych w obiegu referencyjnym z turbiny średnioprężnej (rys. 6.4). Nadmiar mocy z turbiny pomocniczej TP jest odbierany przez generator bilansujący.

Założono, że blok pracuje z ciśnieniem poślizgowym oraz, że dla każdej przedstawionej konfiguracji nominalny strumień pary świeżej jest identyczny i wynosi 578,42 kg/s. Na rys. 6.5 przedstawiono sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto w funkcji obciążenia bloku dla analizowanych wariantów napędów PWZ. W zakresie obciążenia 40-100% najwyższą sprawność netto wytwarzania energii elektrycznej uzyskano dla wariantu TP_G. Wraz ze zmniejszaniem obciążenia bloku spadek sprawności netto dla wariantu TP_G jest większy niż dla 2SE. W przypadku obiegu z turbiną pomocniczą bez generatora bilansującego pomimo wysokiej początkowej sprawności, jej spadek wraz z obciążeniem bloku jest największy. Jest to spowodowane koniecznością znacznego dławienia pary na wlocie turbiny. W przypadku wariantów 2SE oraz 3SE widoczne różnice pojawiają się przy niższych obciążeniach bloku. Są one związane z wyłączeniem poszczególnych nitek pracujących

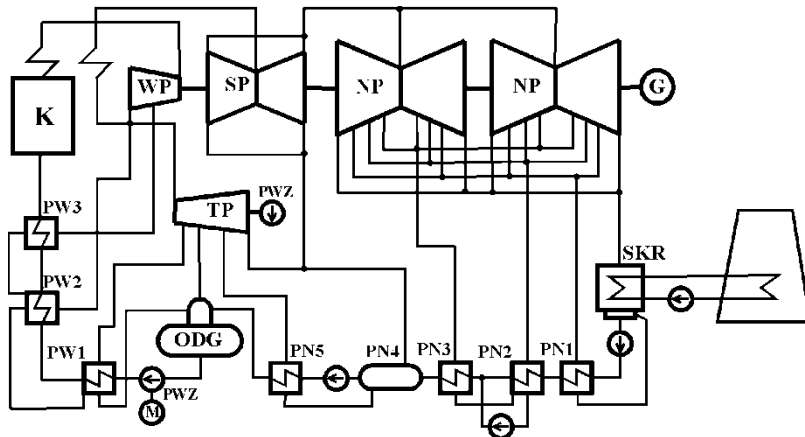
równoległe. Wariant z turbiną kondensacyjną TK_SP uzyskał wyższą sprawność od konfiguracji z napędem elektrycznym. Z kolei sprawność TK_WP jest niższa od TK_SP. Wynika to z tego, że zasilanie turbiny napędowej z wylotu części WP turbiny głównej skutkuje zmniejszeniem strumienia pary kierowanej do wtórnego przegrzewacza w kotle. Zmniejsza się zatem zysk wynikający z wtórnego przegrzewania pary. W odróżnieniu od wariantu z turbiną upustowo-przeciwprężną TP, nie występuje zysk związany z obniżeniem temperatury pary kierowanej do podgrzewaczy regeneracyjnych.



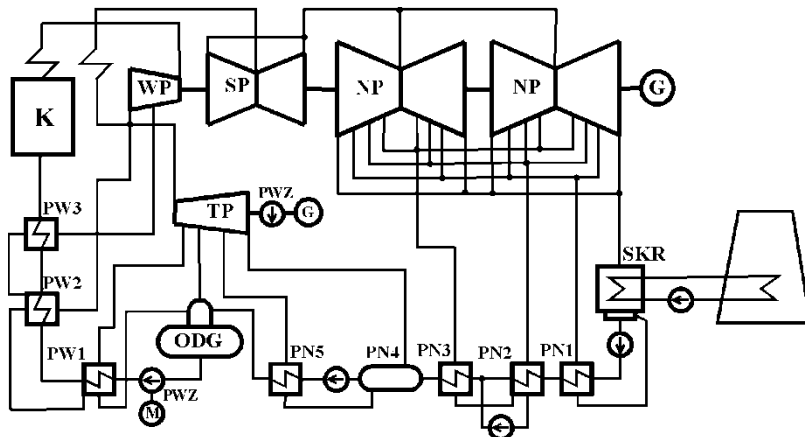
Rys. 6.1 Schemat obiegu z turbiną kondensacyjną TK do napędu pompy wody zasilającej (turbina kondensacyjna zasilana parą z upustu turbiny średnioprężnej)



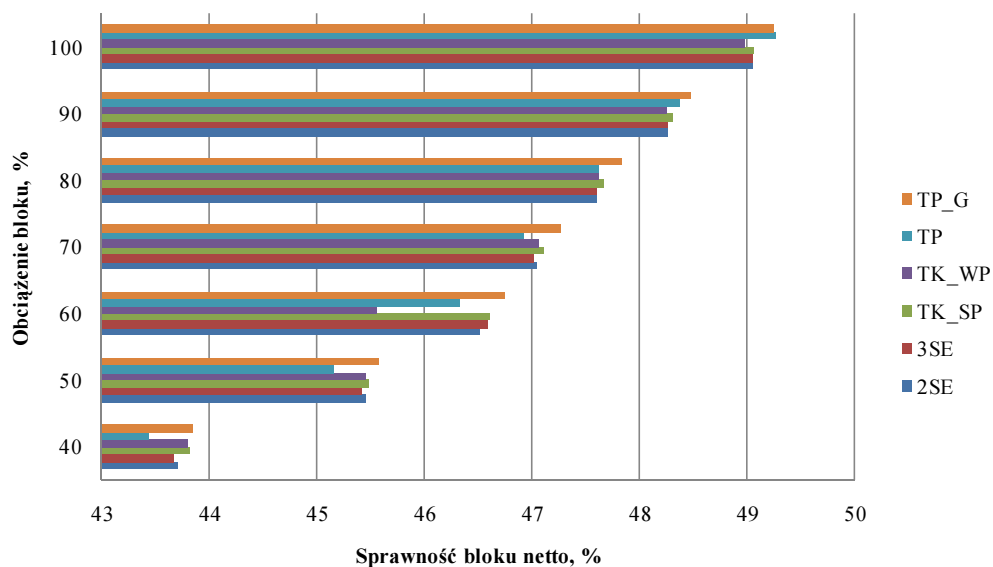
Rys. 6.2 Schemat obiegu z turbiną kondensacyjną TK do napędu pompy wody zasilającej (turbina kondensacyjna zasilana z linii chłodnego przegrzewu)



Rys. 6.3 Schemat obiegu z upustowo-przeciwprężną TP do napędu pompy wody zasilającej (turbina TP zasilana parą z linii chłodnego przegrzewu z upustami i wylotem skierowanymi do regeneracji zasilanej z turbiny SP)



Rys. 6.4 Schemat obiegu z upustowo-przeciwprężną TP do napędu pompy wody zasilającej i generatorem bilansującym (turbina TP zasilana parą z linii chłodnego przegrzewu z upustami i wylotem skierowanymi do regeneracji zasilanej z turbiny SP)



Rys. 6.5 Sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto w funkcji obciążenia bloku dla analizowanych wariantów napędów PWZ

7 Integracja bloku węglowego z instalacją wychwytu CO₂

7.1 Instalacja wychwytu CO₂

W tabeli 7.1 przedstawiono podstawowe parametry instalacji wychwytu CO₂ metodą mokrej absorpcji chemicznej MEA. Symulacja procesu separacji CO₂ w programie Aspen Plus wykazała, iż zapotrzebowanie na ciepło przez instalację separacji wynosi 516,3MW, czyli 3,51 MJ/kgCO₂ (CO₂ wychwyconego). Wskaźnik zapotrzebowania na chłodzenie dla instalacji separacji wynosi 3,22MJ/kgCO₂. Po uwzględnieniu chłodzenia sprężarki CO₂ wskaźnik ten wynosi 3,76MJ/kgCO₂.

Tabela 7.1 Podstawowe parametry instalacji wychwytu CO₂

Stopień wychwytu	90%
Współczynnik zapotrzebowania na ciepło do regeneracji	3,51 MJ/kg CO ₂
Wskaźnik zapotrzebowania energii elektryczną	0,44 MW _e /kg CO ₂
Wskaźnik zapotrzebowania na chłodzenie	3,22 MJ/kg CO ₂
Wskaźnik zapotrzebowania na chłodzenie z uwzględnieniem sprężarki CO ₂	3,76 MJ/kg CO ₂

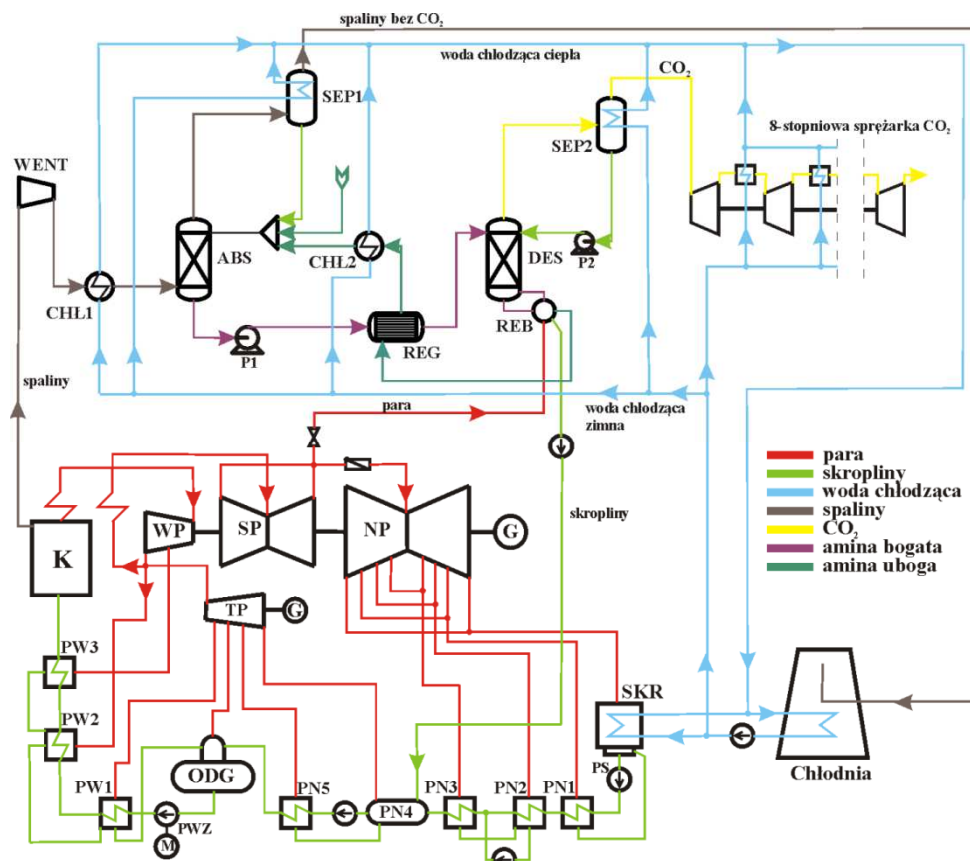
Po procesie wychwytu strumień CO₂ (zawilgocony) jest kierowany do sprężarki. Sprężarka składa się z 8 grup stopni. Pomiędzy poszczególnymi grupami stopni CO₂ jest chłodzony wodą do temperatury 35°C. CO₂ jest sprężany do ciśnienia 15,3 MPa.

7.2 Integracja bloku z instalacją wychwytu CO₂

Integracja bloku węglowego z instalacją separacji i sprężania CO₂ wymaga spełnienia trzech podstawowych warunków:

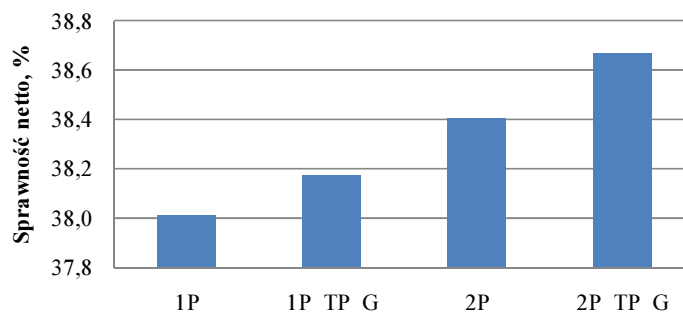
- 1) dostarczenie odpowiedniej ilości ciepła o wymaganych parametrach (ciśnienie, temperatura) stałych w całym zakresie obciążenia bloku do instalacji separacji CO₂ w celu regeneracji sorbentu,
- 2) zapewnienie odpowiedniego chłodzenia, ze względu na dużą ilość ciepła odpadowego z instalacji separacji i sprężania CO₂,
- 3) dostarczenie mocy do napędu sprężarki CO₂ oraz urządzeń pomocniczych instalacji separacji CO₂ (pomp, wentylatorów).

Schemat bloku węglowego z turbiną pomocniczą zintegrowanego z instalacją separacji i sprężania CO₂ przedstawiono na rys. 7.1. Analizę integracji bloku z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ przeprowadzono dla czterech wariantów konfiguracji bloku: obieg referencyjny 1P, obieg z pojedynczym przegrzewem wtórnym i turbiną pomocniczą napędzającą pomocniczy generator 1P_TP_G, obieg z podwójnym przegrzewem wtórnym pary 2P, obieg z podwójnym przegrzewem i turbiną pomocniczą napędzającą pomocniczy generator 2P_TP_G. Dla każdej z konfiguracji bloku strumień pary świeżej jest identyczny jak w wariantcie bez wychwytu CO₂. Wymagane parametry pary grzewczej do instalacji separacji CO₂ są zdeterminowane przez założoną temperaturę regeneracji sorbentu (124°C). W przedstawionej analizie przyjęto spiętrzenie temperatury równe 10 K. Temperatura kondensacji pary grzejnej wynosi zatem 124 + 10 = 134°C, co odpowiada ciśnieniu nasycenia 0,304 MPa.



Rys. 7.1 Schemat bloku zintegrowanego z instalacją wychwytu i sprężania CO₂

Na rys. 7.2 zestawiono sprawności netto wytwarzania energii elektrycznej. W przypadku obiegu referencyjnego 1P spadek sprawności netto bloku wyniósł 11,03 pkt.%, a moc bloku netto zmniejszyła się o 188,7 MW. Dla konfiguracji z turbiną pomocniczą 1P_TP_G spadek sprawności wyniósł 10,95 pkt.%. Dla konfiguracji z podwójnym przegrzewem spadek sprawności jest wyższy i dla wariantu 2P wyniósł 11,6 pkt.%. Wynika to z wyższego wyjściowego ciśnienia projektowego w przelotni turbiny SP/LP. Uzyskanie odpowiedni niskiego ciśnienia w przelotni (0,33 MPa) wymagało zmiany konfiguracji wyjściowej turbiny poprzez rozbudowę turbiny SP2 o dodatkową grupę stopni. Dodatkowo temperatura pary kierowanej do instalacji wychwytu CO₂ jest znacznie wyższa (371°C) niż w przypadku obiegu z pojedynczym przegrzewem wtórnym (256°C).



Rys. 7.2 Sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto dla analizowanych wariantów bloku z instalacją wychwytu i sprężania CO₂

8 Analiza ekonomiczna

W rozdziale przedstawiono analizę ekonomiczną metodą NPV dla rozpatrywanych wariantów konfiguracji obiegu ciepłego bloku na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary bez i z instalacją wychwytu i sprężania CO₂.

8.1 Analiza ekonomiczna metodą NPV

Analiza ekonomiczna rozważanym wariantów bloku ultra-nadkrytycznego została przeprowadzona na podstawie metody wartości zaktualizowanej netto – NPV. Wartość NPV jest zdefiniowana zależnością:

$$NPV = \sum_{t=1}^{t=N} \frac{CF_t}{(1+r)^t} \quad (8.1)$$

gdzie:

CF_t - przepływy gotówkowe w okresie t , r - stopa dyskonta, t - kolejny rok rozważań od momentu rozpoczęcia budowy układu ($t=1$ - rok rozpoczęcia budowy).

Przepływy pieniężne wyznaczono na podstawie:

$$CF_t = [-J + S_{el} - (K_{op} + P_d + K_{obr}) + A + L]_t \quad (8.2)$$

gdzie:

J - nakłady inwestycyjne, S_{el} - przychody ze sprzedaży energii elektrycznej, K_{op} - koszty operacyjne, P_d - podatek dochodowy, K_{obr} - zmiana kapitału obrotowego, A - amortyzacja, L - wartość likwidacyjna.

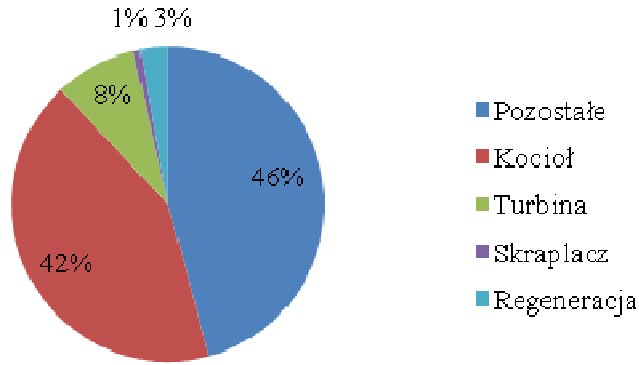
Koszty operacyjne wyznaczono na podstawie:

$$K_{op} = K_f + K_o + K_{ps} + K_e + K_r + K_u + A_k + A \quad (8.3)$$

gdzie: K_f - koszty paliwa, K_r - koszty obsługi oraz konserwacji i remontów, K_{ps} - koszty pozostałych surowców, K_e - inne koszty eksploatacyjne (w tym również opłaty środowiskowe), A_k - koszt podatku akcyzowego.

8.2 Nakłady inwestycyjne

Dla celów niniejszej analizy ekonomicznej dla wariantu referencyjnego bloku na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary przyjęto jednostkowe nakłady inwestycyjne na poszczególne maszyny i urządzenia bloku na podstawie oceny ekonomicznej EPRI [1]. Jednostkowy nakład dla bloku na parametry ultra-nadkrytyczne wynosi wg [1] 1840 \$/kW (\$2007), a dla bloku na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary – 2090 \$/kW (\$2007). Wartości nakładów jednostkowych zostały zaktualizowane w oparciu o wskaźnik CEPCI i wyniosły: dla bloku USC - 2383\$/kW (\$2014) oraz dla bloku A-USC – 2707 \$/kW (\$2014). Kolejnym krokiem było oszacowanie zmian nakładów inwestycyjnych dla poszczególnych maszyn i urządzeń w zależności od wariantu konfiguracji bloku. Na rys. 8.1 przedstawiono udział podstawowych maszyn i urządzeń w całkowitych nakładach inwestycyjnych bloku.



Rys. 8.1 Udział kosztów poszczególnych maszyn i urządzeń w nakładach inwestycyjnych

W celu porównania kosztów poszczególnych elementów bloku dla analizowanych wariantów konfiguracji wykorzystano przedstawione poniżej funkcje kosztów ([13], [15], [16], [19]). Koszt zakupu urządzeń oszacowano na podstawie:

$$K = K_B \cdot \left(\frac{Q}{Q_B}\right)^m \cdot f_m \cdot f_p \cdot f_T \cdot f_\eta \quad (8.4)$$

gdzie:

K – koszt zakupu urządzenia o wydajności Q , K_B – znany koszt zakupu urządzenia o wydajności Q_B , m – współczynnik skalujący zależny od typu urządzenia, f_m – współczynnik korygujący ze względu na użyte materiały konstrukcyjne, f_p – współczynnik korygujący ze względu na ciśnienie projektowe, f_T – współczynnik korygujący ze względu na temperaturę projektową, f_η – współczynnik korygujący ze względu na sprawność.

1) Kocioł parowy

$$K_{KP} = K_B \cdot f_m \cdot f_\eta \cdot f_T \cdot f_p \cdot f_{SHRH} \quad (8.5)$$

gdzie:

$$f_m = \exp(0,7718795 \cdot \log(\dot{m}_{SH})) \quad (8.6)$$

$$f_\eta = 1 + \left(\frac{1-\eta_0}{1-\eta}\right)^2 \quad (8.7)$$

$$f_T = 1 + 5 \cdot \exp\left(\frac{t_{SH,w}-t_0}{75}\right) \quad (8.8)$$

$$f_p = \exp\left(0,0014110546 \cdot \frac{p_{SH,w}}{10}\right) \quad (8.9)$$

$$f_{SHRH} = 1 + \frac{t_{SH,w}-t_{SH,d}}{t_{SH,w}} + \frac{\dot{m}_{RH}}{\dot{m}_{SH}} \cdot \frac{t_{RH,w}-t_{RH,d}}{t_{RH,w}} \quad (8.10)$$

gdzie: \dot{m}_{SH} , \dot{m}_{RH} – strumień masowy odpowiednio pary świeżej i pary wtórnie przegrzanej, kg/s, p_{SH} , p_{RH} – ciśnienie masowy odpowiednio pary świeżej i pary wtórnie przegrzanej, bar, t_{SH} , t_{RH} – temperatura odpowiednio pary świeżej i pary wtórnie przegrzanej, °C, indeksy w oraz d – odpowiednio wylot i dolot, η – sprawność kotła, η_0 – sprawność kotła referencyjna, t_0 – temperatura referencyjna, p_0 – ciśnienie referencyjne.

2) Turbina parowa

$$K_{TP} = K_B \cdot f_T \cdot f_\eta \cdot \left(\frac{N}{N_B}\right)^{0,7} \quad (8.11)$$

gdzie: N – moc turbiny, KW,

$$f_T = 1 + 5 \cdot \exp\left(\frac{t_d - t_o}{10,42}\right) \quad (8.12)$$

$$f_\eta = 1 + \left(\frac{1 - \eta_0}{1 - \eta}\right)^2 \quad (8.13)$$

gdzie: t_d – temperatura pary na dolocie, °C, t_o – temperatura referencyjna, η – sprawność izentropowa turbiny, η_0 – sprawność referencyjna.

3) Generator elektryczny

$$K_G = K_B \cdot \left(\frac{N}{N_B}\right)^{0,95} \quad (8.14)$$

gdzie: N – moc elektryczna generatora, kW.

4) Skraplacz

$$K_{skr} = K_B \cdot \left(\frac{A}{A_B}\right)^{0,66} \quad (8.15)$$

gdzie: A – powierzchnia skraplacza,

5) Regeneracyjny podgrzewacz wody [15]

$$K_{RPW} = K_B \cdot \left(\frac{A}{A_B}\right)^{0,68} \cdot f_m \cdot f_T \quad (8.16)$$

6) Odgazowywacz, mieszkankowy podgrzewacz regeneracyjny

$$K_{ODG} = K_B \cdot \left(\frac{\dot{m}_{wz}}{\dot{m}_{wzB}}\right)^{0,7} \quad (8.17)$$

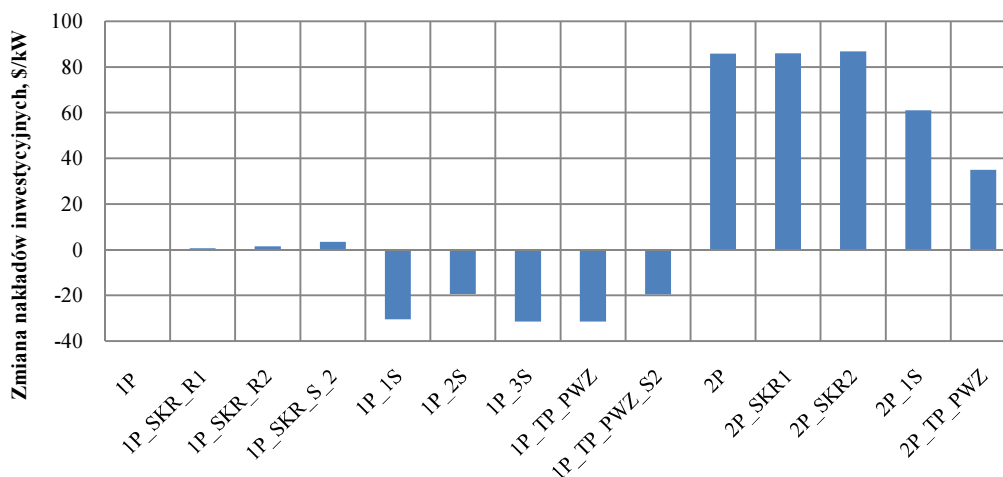
gdzie: \dot{m}_{wz} – strumień wody zasilającej

7) Pompa

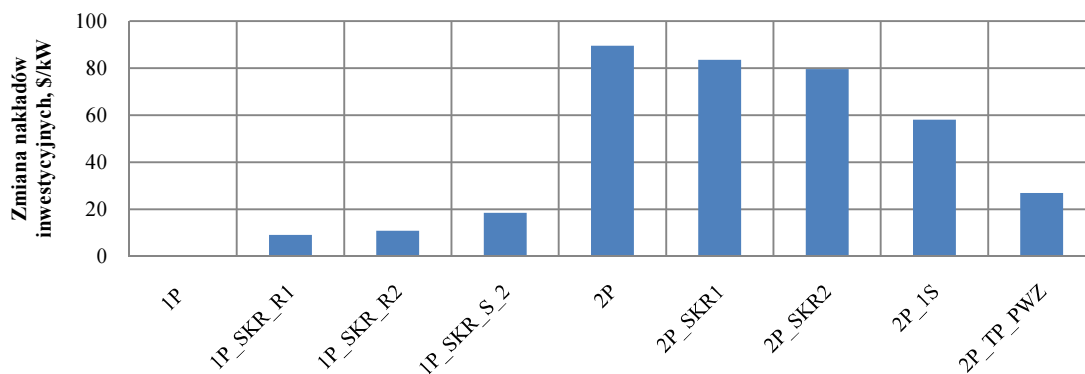
$$K_P = K_B \cdot \left(\frac{N}{N_B}\right)^{0,71} \quad (8.18)$$

gdzie: N – moc potrzebna do napędu pompy, kW.

W celu oszacowania zmian nakładów inwestycyjnych na układ regeneracji obliczono powierzchnię wymiany ciepła podgrzewaczy wody zasilającej. Wyznaczono współczynniki przenikania ciepła dla każdej strefy poszczególnych podgrzewaczy. Metodę obliczeń współczynnika przenikania ciepła przedstawiono w załączniku do niniejszej pracy. Przyjęto założenie, że blok w każdym wariantcie generuje identyczną z konfiguracją referencyjną moc elektryczną netto. Na rys. 8.2 przedstawiono zestawienie zmian nakładów inwestycyjnych dla poszczególnych konfiguracji bloku względem wariantu 1P. W przypadku konfiguracji, dla których nastąpił wzrost nakładów, wyznaczono przyrost nakładów odpowiadający zwiększeniu sprawności wytwarzania energii elektrycznej netto o 1 pkt.% (rys. 8.3).



Rys. 8.2 Zmiana nakładów inwestycyjnych dla poszczególnych wariantów bloku w odniesieniu do wariantu referencyjnego



Rys. 8.3 Zmiana nakładów inwestycyjnych dla poszczególnych wariantów bloku w odniesieniu do wariantu referencyjnego

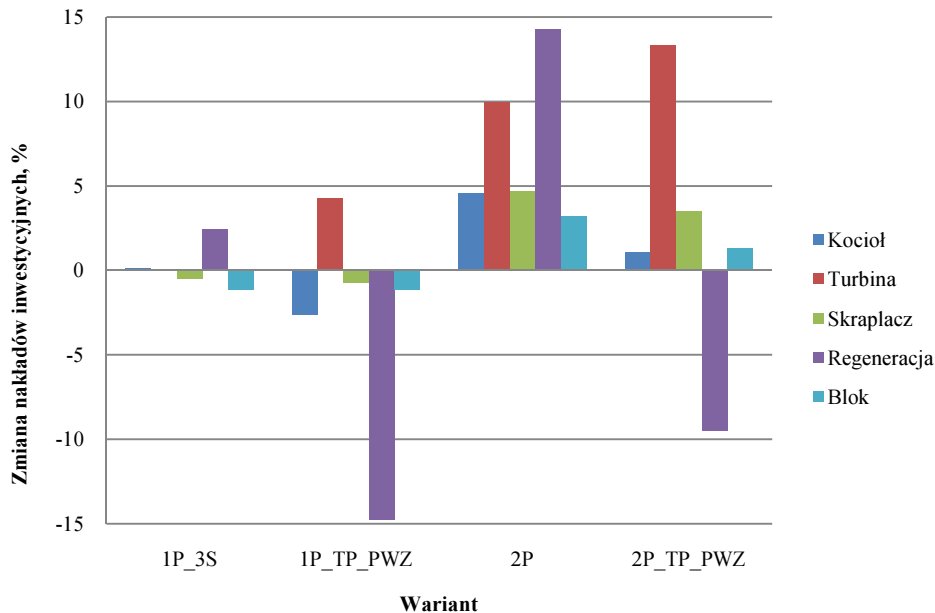
Dodatkowy nakład inwestycyjny na instalacje wychwyty i sprężania CO₂ wyniesie wg [14] od 700 do 1300 \$/kW. W niniejszej analizie ekonomicznej przyjęto wartość 1300 \$/kW. Koszty związane z uzupełnieniem sorbentu MEA przyjęto na podstawie [20] w wysokości 1300\$ za tonę.

8.3 Wyniki analizy ekonomicznej

Do analizy ekonomicznej wybrano następujące warianty konfiguracji obiegu parowego bloku na zaawansowane ultra nadkrytyczne parametry pary:

0. blok referencyjny na ultra-nadkrytyczne parametry pary 600/620°C o sprawności netto 45,9%
- I. blok referencyjny z pojedynczym przegrzewem wtórnym pary (1P),
- II. blok z pojedynczym przegrzewem wtórnym i trzema schładzaczami pary (1P_3S),
- III. blok z pojedynczym przegrzewem wtórnym i turbiną pomocniczą do napędu PWZ (1P_TP_PWZ_2S),
- IV. blok z podwójnym przegrzewem pary (2P),
- V. blok z podwójnym przegrzewem i turbiną pomocniczą do napędu PWZ (2P_TP_PWZ).

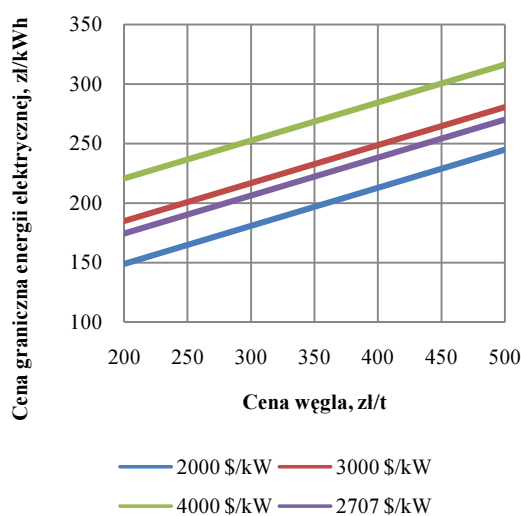
Założono, że w każdym wariantcie blok generuje identyczną moc elektryczną netto. Zmiany nakładów inwestycyjnych na podstawowe elementy bloku: kocioł, turbinę, skraplacz oraz regenerację dla wybranych konfiguracji przedstawiono na rys. 8.4. Wartości te zostały odniesione do bloku referencyjnego 1P. Dodatkowy nakład inwestycyjny na turbinę pomocniczą w wariantach 1P_TP_PWZ oraz 2P_TP_PWZ uwzględniono w nakładach turbiny głównej.



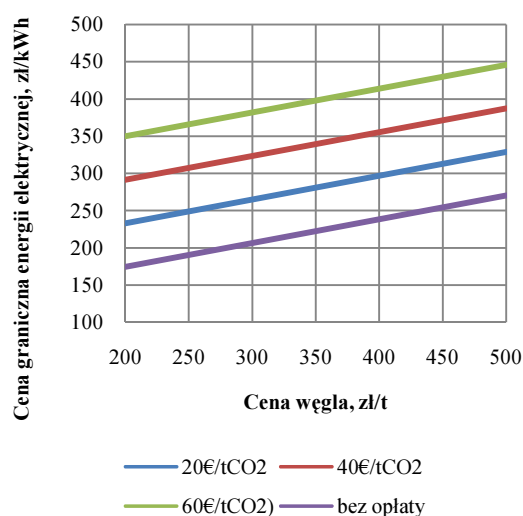
Rys. 8.4 Zmiana nakładów inwestycyjnych dla poszczególnych wariantów bloku w odniesieniu do wariantu referencyjnego

Wyniki obliczeń dla bloku na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary porównano z wariantem 0. Na rys. 8.5 przedstawiono wpływ ceny węgla na wartość granicznej ceny energii elektrycznej ($NPV=0$) w zależności od wysokości początkowych nakładów inwestycyjnych dla bloku referencyjnego. Dla nakładów wynoszących 2707 \$/kW (8190zł/kW) oraz ceny paliwa 300 zł/t graniczna cena energii elektrycznej wyniosła 206,21 zł/MWh. Z kolei na rys. 8.6 przedstawiono zmiany wartości granicznej ceny energii elektrycznej w funkcji ceny paliwa dla różnych wartości opłat za emisję CO_2 i dla jednostkowych nakładów inwestycyjnych na poziomie 2707 \$/kW (8190 zł/kW). Przykładowo dla ceny węgla 300 zł/t oraz opłaty za emisję CO_2 40 €/t (167 zł/t) graniczna cena energii wyniosła 323,16 zł/MWh (wzrost o 54% względem ceny granicznej bez opłat za CO_2). Określono również graniczny względny wzrost jednostkowych nakładów inwestycyjnych w funkcji ceny węgla oraz wysokości opłat za emisję CO_2 , jeżeli sprawność bloku netto wzrosłaby o 1 pkt.%. Wyniki przedstawiono na rys. 8.7. Graniczny wzrost nakładów (względem jednostkowych nakładów bazowych przyjętych na poziomie 2707 \$/kW) określono przy założeniu, że graniczne cena energii elektrycznej dla bloku referencyjnego oraz dla konfiguracji bloku, którego sprawność netto jest wyższa o 1 pkt.%, są równe. Dla ceny węgla 300 zł/t oraz zerowych opłat za emisję CO_2 graniczny przyrost nakładów inwestycyjnych wyniósł 1,86%. Z kolei przy założeniu opłaty za emisję CO_2 na poziomie 40 €/t wyniósł 4,04%. Na rys. 8.8 przedstawiono bezwzględny graniczny wzrost nakładów inwestycyjnych dla nakładów bazowych 2707 \$/kW, ceny węgla 300 zł/t oraz różnych opłat za emisję CO_2 . Na rys. 8.9 zestawiono wartości granicznej ceny energii elektrycznej dla analizowanych wariantów konfiguracji bloku dla ceny węgla 300 zł/t oraz zerowej opłacie za emisję CO_2 . Najniższą graniczną cenę energii elektrycznej uzyskano

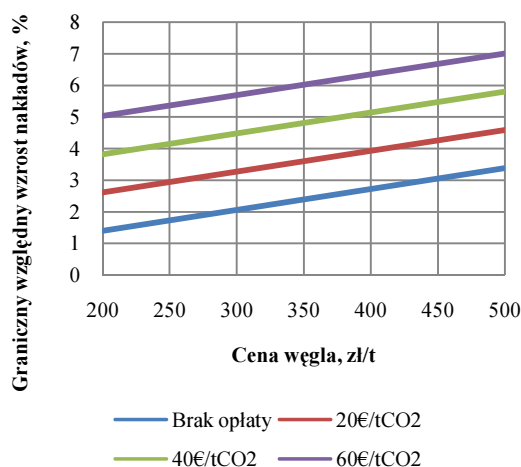
dla wariantu z podwójnym przegrzewem wtórnym oraz turbiną pomocniczą (2P_TP_PWZ). Jednakże przekracza ona cenę uzyskana dla bloku na ultra-nadkrytyczne parametry pary (wariant 0). Najwyższą cenę uzyskano dla wariantu z podwójnym przegrzewem (2P). W przypadku wariantu 2P pomimo znacznego przyrostu sprawności wytwarzania energii elektrycznej względem obiegu referencyjnego (1P) wzrost nakładów inwestycyjnych nie zrekompensował zysków związanych z redukcją zużycia paliwa. Rozbudowa obiegu parowego o turbinę pomocniczą oraz zewnętrzne schładzacz pary skutkuje relatywnie nieznacznym przyrostem sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Jednakże przyczynia się również do redukcji jednostkowych nakładów inwestycyjnych. Z kolei rys. 8.10 przedstawia graniczną cenę energii elektrycznej z uwzględnieniem kosztów uprawnień do emisji CO₂ (40 €/t). Dla tego przypadku obieg z podwójnym przegrzewem wypada korzystniej w porównaniu do obiegu referencyjnego. Po uwzględnieniu kosztów uprawnień do emisji blok referencyjny na ultra-nadkrytyczne parametry pary wypada najmniej korzystnie.



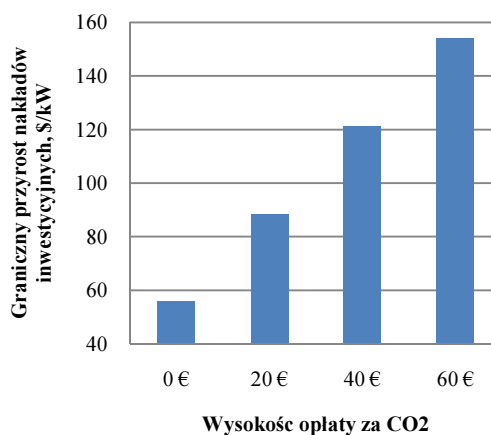
Rys. 8.5 Graniczna cena energii el. (NPV=0) w zależności od ceny węgla dla różnych wartości jedn. nakładów inwestycyjnych (1P)



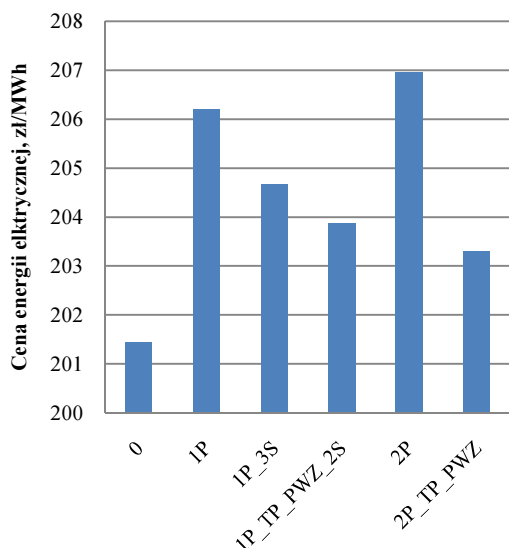
Rys. 8.6 Cena graniczna energii el. (NPV=0) w zależności od ceny węgla dla jedn. nakładów inwestycyjnych 2707\$/kW (1P)



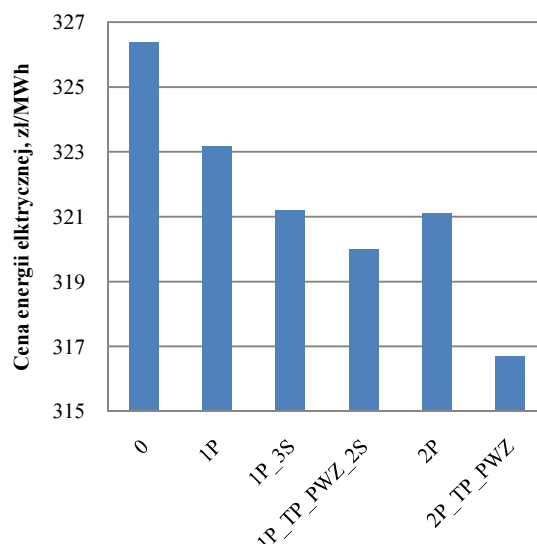
Rys. 8.7 Graniczny względny przyrost nakładów inwest. (względem nakładów bazowych 2707 \$/kW) przy wzroście sprawności bloku netto o 1 pkt.% (1P)



Rys. 8.8 Graniczny przyrost nakładów inwest. (względem nakładów bazowych 2707 \$/kW) przy wzroście sprawności bloku netto o 1 pkt.% dla ceny węgla 300zł/t (1P)

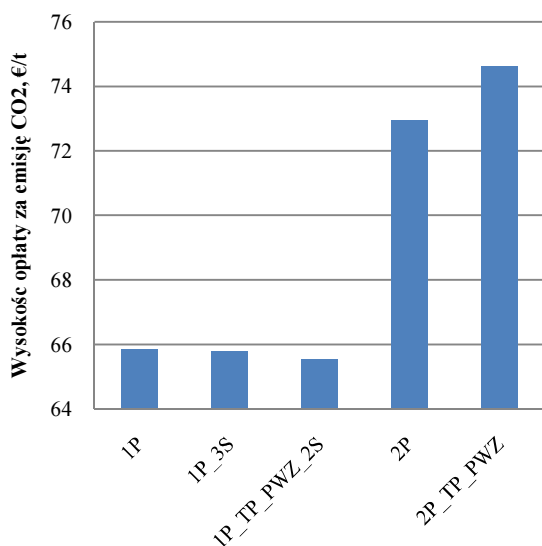


Rys. 8.9 Graniczna cena energii elektrycznej dla ceny węgla 300 zł/t

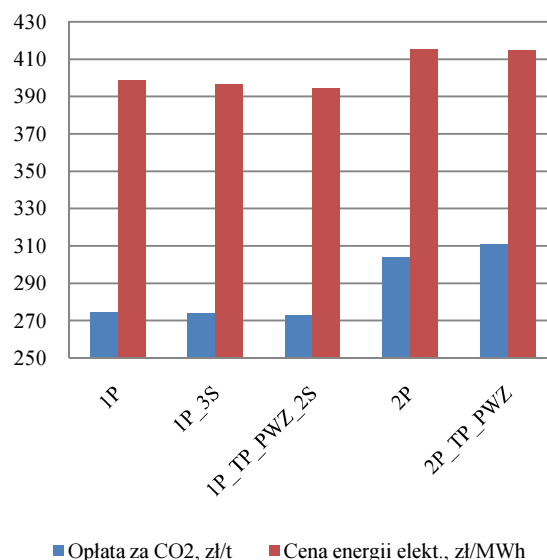


Rys. 8.10 Graniczna cena energii elektrycznej dla ceny węgla 300 zł/t oraz opłaty za emisję CO₂ 40 €/t

Dla każdej konfiguracji bloku zintegrowanego z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ określono graniczną wysokość opłaty za emisję CO₂. Wyznaczono ją przy założeniu, że graniczna cena sprzedaży energii elektrycznej dla bloku bez instalacji wychwytu (obciążonego obowiązkiem zakupu uprawnień do emisji CO₂) oraz bloku zintegrowanego z instalacją wychwytu są równe. Jest to zatem minimalny koszt zakupu uprawnień, dla którego integracja bloku z instalacją wychwytu CO₂ staje się ekonomicznie uzasadniona. Wyniki zestawiono na rys. 8.11. Dla bloku referencyjnego wyniosła 65,86 €/t. Dla obiegu z podwójnym przegrzewem wartość ta jest znacznie wyższa i przekracza 70 €/t. Wynika to z wyższej sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Na rys. 8.12 zestawiono graniczny koszt zakupu uprawnień do emisji CO₂ na 1 MWh wyprodukowanej energii elektrycznej netto oraz odpowiadającą mu graniczną cenę energii elektrycznej.



Rys. 8.11 Graniczna opłata za emisję CO₂ dla ceny węgla 300zł/t



Rys. 8.12 Graniczny koszt uprawnień do emisji CO₂ na 1 MWh wyproś. energii el. netto oraz odpowiadająca mu graniczna cena sprzedaży energii elektrycznej dla ceny węgla 300zł/t

9 Podsumowanie

W pracy przedstawiono analizę termodynamiczną oraz ekonomiczną bloku węglowego na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary 35 MPa/700°C/720°C. Głównym celem była ocena możliwości dalszego podnoszenia sprawności wytwarzania energii elektrycznej poprzez modyfikację struktury bloku węglowego, polegającą na wprowadzeniu do obiegu upustowo-przeciwprężnej turbiny pomocniczej. W rozdziale drugim dokonano przeglądu projektów badawczych prowadzonych m.in. w Europie, USA i Japonii, które mają na celu opracowanie technologii dla zaawansowanych bloków węglowych. Przedstawiono również aktualny stan rozwoju bloków węglowych na świecie oraz strategię równoległą, które mają na celu zwiększanie sprawności wytwarzania energii elektrycznej. W rozdziale trzecim omówiono koncepcję rozbudowy bloku parowego o dodatkową pomocniczą turbinę upustowo-przeciwprężną. Przeprowadzono analizę teoretyczną dla obiegu prostej siłowni parowej w celu oceny wpływu dobudowy turbiny pomocniczej na sprawność obiegu siłowni oraz generację entropii w poszczególnych elementach obiegu. Analiza wykazała, że zysk z zastosowania turbiny pomocniczej jest tym większy, im wyższa jest początkowa różnica temperatur w podgrzewaczu regeneracyjnym. Dodatkowo obieg z turbiną pomocniczą uzyskuje optimum termodynamiczne dla niższego ciśnienia przegrzewu wtórnego. W rozdziale czwartym przedstawiono wyniki analizy termodynamicznej koncepcyjnego bloku na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary. Przeprowadzono obliczenia dla różnych konfiguracji obiegu: z pojedynczym i podwójnym przegrzewem wtórnym pary, z równoległym oraz szeregowym chłodzeniem skraplaczy, z zewnętrznymi schładzaczami pary w układzie regeneracji oraz z upustowo-przeciwprężną turbiną pomocniczą. Zysk wynikający z zastosowania TP jest niewielki (0,08 pkt.% dla obiegu z pojedynczym przegrzewem wtórnym, gdy turbina napędza pomocniczy generator) i niższy od uzyskanego w analizie teoretycznej obiegu prostego. Wynika to z tego, że TP zasila kilka podgrzewaczy regeneracyjnych, zatem średnia różnica temperatur pomiędzy parą upustową a wodą zasilającą jest niższa, niż w przypadku obiegu z jednym podgrzewaczem zasilanym parą o wysokim ciśnieniu i temperaturze. Zastosowanie TP wiąże się również z komplikacją obiegu cieplnego oraz zmianami w konstrukcji kotła parowego względem obiegu referencyjnego (wzrost powierzchni parownika i przegrzewaczy pary świeżej oraz zmniejszenie powierzchni przegrzewaczy wtórnych). W rozdziale piątym zaprezentowano wyniki obliczeń pracy bloku przy zmienionych warunkach obciążenia dla wybranych konfiguracji obiegu parowego. W obliczeniach założono, że blok pracuje z ciśnieniem poślizgowym oraz przyjęto typowe charakterystyki maszyn i urządzeń. W przypadku obiegu z TP występują nieznacznie większe spadki sprawności w zakresie najniższych obciążeń bloku. W związku z tym, że rozważano wykorzystanie turbiny pomocniczej do napędu pompy wody zasilającej PWZ, w rozdziale szóstym przeprowadzono porównanie różnych konfiguracji napędów. W analizie uwzględniono napędy elektryczne z częstotliwościową regulacją prędkości obrotowej w konfiguracjach 2xSE oraz 3xSE, turbinę kondensacyjną oraz upustowo-przeciwprężną turbinę pomocniczą. W rozdziale siódmym przeprowadzono analizę wpływu integracji bloku z instalacją wychwytu CO₂ metodą mokrej absorpcji chemicznej MEA na podstawowe wskaźniki pracy przy nominalnym i zmienionym obciążeniu. Rozdział ósmy został poświęcony analizie ekonomicznej zaprezentowanych konfiguracji bloku, także zintegrowanego z instalacją wychwytu i sprężania CO₂. Nakłady inwestycyjne dla wariantu referencyjnego bloku przyjęto na podstawie danych literaturowych. Nakłady dla innych konfiguracji oszacowano z wykorzystaniem funkcji kosztów. Rozbudowa układu o drugi przegrzew wtórny wiąże się ze wzrostem nakładów wynikającym z bardziej złożonej konstrukcji kotła oraz turbiny. Z kolei modyfikacja obiegu polegająca

na wprowadzeniu pomocniczej turbiny upustowo-przeciwprężnej skutkuje redukcją nakładów inwestycyjnych wynikającą przede wszystkim z ograniczenia kosztów regeneracyjnych podgrzewaczy wody zasilającej. Dla każdego z wariantów konfiguracji bloku wyznaczono graniczną cenę sprzedaży energii elektrycznej oraz graniczny koszt emisji CO₂. Wprowadzenie zaawansowanych ultra-nadkrytycznych parametrów będzie uzależnione głównie od powodzenia programów badawczym. Jednak najważniejszym czynnikiem będą ceny materiałów konstrukcyjnych, ceny paliwa oraz wprowadzenie opłat za emisję CO₂. Wprowadzenie do obiegu turbiny pomocniczej pozwala nie tylko nieznacznie podwyższyć sprawność wytwarzania energii elektrycznej, ale także zmniejszyć jednostkowe nakłady inwestycyjne. W efekcie obieg z turbiną pomocniczą uzyskuje korzystniejsze wskaźniki ekonomiczne w odniesieniu do obiegu referencyjnego bez turbiny pomocniczej.

Przedstawione w pracy wyniki zostały uzyskane w badaniach współfinansowanych przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach umowy SP/E/1/67484/10 – Strategiczny Program Badawczy – Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: Opracowanie technologii dla wysokosprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO₂ ze spalin.

Literatura

- [1] Wheeldon J.M.: Engineering and Economic Evaluation of 1300°F Series Ultra-Supercritical Pulverized Coal Power Plants: Phase 1, EPRI 2008
- [2] Jedamzik M.: 700°C steam generator technology – HPE activities and scope of work in R&D project, IEA Clean Coal Centre Workshop: Advanced ultrasupercritical coal-fired power plants, Wiedeń 2012
- [3] Stolzenberger C.: AD700 – Advanced (700°C) PF Power Plant”, Milan 2005
- [4] Kjaer S., Drinhaus F.: A modified double reheat cycle, Energy-Tech Magazine, 12/2011, [on-line:] <http://www.energy-tech.com/article.cfm?id=28884>
- [5] Blum R., Bugge J., Kjaer S.: AD700 innovations pave the way for 53 percent efficiency, Modern Power Systems, Vol 28 No 11
- [6] Kjaer S.: Steam Turbine System, US Patent No US 7,607,304 B2, Oct. 27, 2009
- [7] Silvestri G., Boiler Feedpump Turbine Drive/Feedwater Train Arrangement, US Patent No US 5,404,724; Apr. 11, 1995
- [8] Rosenkranz J., Wichtmann A.: Balancing economics and environmental friendliness – the challenge for supercritical coal-fired power plants with highest steam parameters in the future, [on-line:] http://www.energy.siemens.com/mx/pool/hq/energy-topics/pdfs/en/steam-turbines-power-plants/2_Balancing_economics.pdf
- [9] Zachary J., Kochis P., Narula R.: Steam turbine design considerations for supercritical cycles. Coal Gen 2007
- [10] Status of advanced ultra-supercritical pulverised coal technology http://www.worldcoal.com/news/special-reports/articles/Status_of_advanced_USC_pulverised_coal_technology_384.aspx#.UvJ0Evsg1R0
- [11] Gibbons T.: Recent Advances in Steels for Coal Fired Power Plant: A Review, Trans Indian Inst Met (October–December 2013), 66(5–6):631–640
- [12] Topper J.: Status of Coal Fired Power Plants World-Wide
- [13] Li K.W., Priddy A.P.: Power Plant System Design. John Wiley & Sons, 1985
- [14] IEA: Projected Costs of Generating Electricity, 2010 Edition
- [15] Smith R.: Chemical Process Design and Integration, John Wiley & Sons, 2005

- [16] Wang L., Yang Y., Dong C, Morosuk T., Tsatsaronis G.: Multi-objective optimization of coal-fired power plants using differential evolution, *Applied Energy* 115 (2014) 254–264
- [17] Obiegi cieplne nadkrytycznych bloków węglowych, Praca zbiorowa pod redakcją Tadeusza Chmielniaka i Andrzeja Ziębika, Gliwice 2010
- [18] Hasan M.R.: Entropy Method as Criteria for Analysis a Steam Power Plant, *Journal of Engineering*, No 3, Vol.15, September 2009
- [19] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M.: *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons, USA, 1996
- [20] Fisher K. S., Rueter C., Searcy K., Rochelle G., Jassim M.: *Integrating MEA Regeneration with CO₂ Compression and Peaking to Reduce CO₂ Capture Costs*, 2005
- [21] Kowalczyk Ł., Elsner W., Drobnik S.: Thermoeconomic analysis of supercritical coal fired power plant using RRM metod, *Energetyka*, Listopad 2013, s. 803-807
- [22] Łukowicz H.: Zadania analizy w obliczeniach przepływowych turbin parowych w zastosowaniu dla diagnostyki i projektowania , *Zeszyty Naukowe Politechnika Śląska*, z. 143, *Energetyka*, Gliwice 2005
- [23] Projekt chłodni kominowej wykonany w ramach zadania 17–IV.2.1.3a: Opracowanie projektu chłodni kominowej dla wybranej krajowej elektrowni. Dobór skraplacza i pomp wody chłodzącej
- [24] Marion J.: State-of-the-Art Ultra-Supercritical (USC) and readiness for Advanced Ultra-Supercritical (A-USC) Steam Power Plants, *International Conference on Advanced Technologies and Best Practices for Supercritical Thermal Plants*, New Delhi, India 2013
- [25] Epsilon Professional 10.0, STEAG Energy GmbH