

JANUSZ KOTOWICZ*

Politechnika Śląska
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
Gliwice

Stan i perspektywy rozwoju układów gazowo-parowych

W artykule omówiono układy gazowo-parowe opalane gazem ziemnym. Zwrócono uwagę na genezę wysokiej sprawności oraz pokazano wiele innych zalet tych układów. Przedstawiono szereg koncepcji dalszego wzrostu sprawności elektrowni gazowo-parowych, poczynawszy od zwiększenia temperatury na wlocie do turbiny gazowej, poprzez organizację procesu chłodzenia, aż do sposobów podniesienia sprawności części parowej układu. Scharakteryzowano najnowsze rozwiązania światowych liderów w produkcji turbin gazowych i układów gazowo-parowych. Przedstawiono różne koncepcje układów kombinowanych z instalacją sekwencjalnej sekwestracji dwutlenku węgla: układ z absorpcją przy użyciu monoetanolaminy, układ ze spalaniem tlenowym i koncepcja zaawansowanego zero emisyjnego układu z reaktorem membranowym. Pokazano również sprawność tych koncepcji.

1 Wprowadzenie

Miarą doskonałości obiegu termodynamicznego może być sprawność Carnota

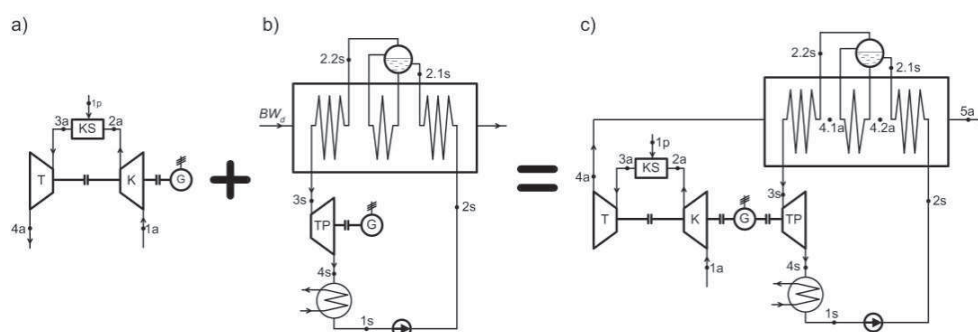
$$\eta_C = 1 - \frac{T_w}{T_d}, \quad (1)$$

gdzie T_w i T_d oznaczają odpowiednio średnią temperaturę wyprowadzenia i doprowadzenia ciepła do obiegu, [K]. W konwencjonalnej, parowej elektrowni kondensacyjnej średnia temperatura doprowadzenia ciepła do czynnika roboczego jest stosunkowo niska i zawiera się na ogół w przedziale 290–430 °C [1]. Granica górna uzyskiwana jest dla obiegów z przegrzewem międzystopniowym. Aktualnie rozpatrywane projekty elektrowni na parametry nadkrytyczne podnoszą tą

*E-mail: janusz.kotowicz@polsl.pl

temperaturę zazwyczaj nie więcej niż o 20 °C. W układzie parowym ciepło doprowadzone jest do obiegu w kotle (poprzez przeponę), który stanowi wymiennik ciepła. Temperatura spalania w kotle może przekraczać nawet 1700 °C [2], a temperatura pary w klasycznych rozwiązaniach jest równa 540 °C; w nowoczesnych rozwiązaniach ≥ 600 °C. Strata wylotowa związana z wyprowadzeniem spalin o temperaturze znacznie większej od temperatury otoczenia jest duża. Wymiana ciepła w kotle z czynnikiem i otoczeniem jest także przyczyną powstawania strat.

W obiegu parowym ciepło wyprowadzone jest do otoczenia na tzw. zimnym końcu w temperaturze leżącej w zakresie 40–80 °C. W konsekwencji sprawność obiegu wyznaczona z (1) wynosi 37–57%, przy czym dla układów z przegrzewem międzystopniowym będą to wartości wyższe od podanych (46–57%), dla układów bez przegrzewu niższe (37–50%). W układzie turbiny gazowej ciepło doprowadzone jest do obiegu w komorze spalania, wprost bez przeponowego wymiennika. Średnia temperatura doprowadzenia ciepła jest bardzo wysoka i zawiera się w przedziale 680–810 °C [1,2]. Wartość maksymalna osiągnięta może być w instalacjach z sekwencyjną komorą spalania, w układach prostych jest ona o około 50 °C niższa. Średnia temperatura ciepła wyprowadzonego jest jednak w układzie turbiny gazowej bardzo wysoka (230–280 °C). W konsekwencji sprawność wyznaczona zależnością (1) oscyluje w przedziale 42–49,5%. Połączenie obydwu układów (rys. 1) w instalację gazowo-parową skutkuje zachowaniem zalet i likwidacją wad układów analizowanych autonomicznie. Powstały (rys. 1c) układ gazowo-parowy zachowuje wysoką temperaturę doprowadzenia ciepła z instalacji gazowej (bez przeponowego wymiennika), oraz niską temperaturę wyprowadzenia ciepła z instalacji parowej. W konsekwencji z (1) otrzymujemy $63\% \leq \eta_C \leq 70\%$.



Rysunek 1. Sprzężenie układu turbiny gazowej z układem parowym (T – turbina, K – sprężarka, G – generator, KS – komora spalania, TP – turbina parowa)

2 Charakterystyka stosowanych rozwiązań

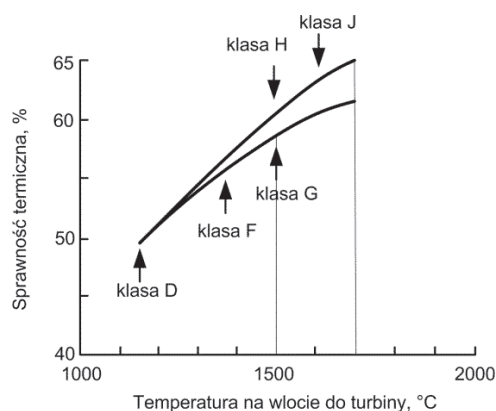
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej w eksploatowanych elektrowniach gazowo-parowych opalanych gazem ziemnym jest na skutek nieodwracalności zjawisk oczywiście niższa niż wyznaczona w oparciu o równanie (1), co pokazano w tab. 1. [3]. Wraz z rozwojem technologii budowy turbin gazowych ciągle jednak rośnie i aktualnie osiągnęła w najlepszych rozwiązaniach granicę 60%. Ten wzrost sprawności pokazano to na rys. 2 [4].

Tabela 1. Charakterystyka wybranych układów gazowo-parowych (oznaczenia: 1W, WW – układ jedno- i wielowalowy, 1+1+1 – jedna turbina gazowa + jeden kocioł odzyskowy + 1 turbina parowa)

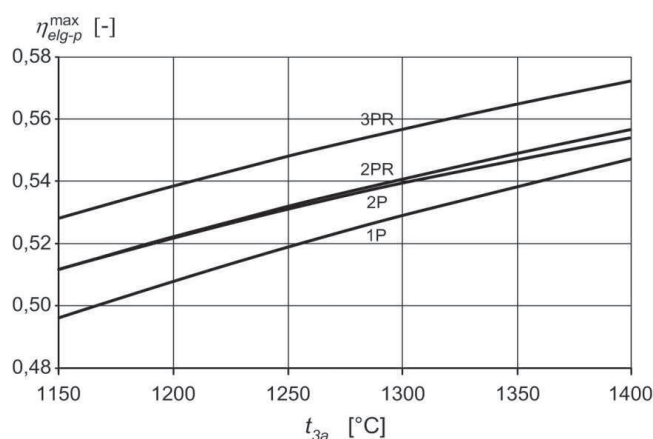
Charakterystyka układu		3PR	3P	3PR	3P	1PD	3PD	3P	3PR	1PD	2PRD	2PD	3P	3P
Konfiguracja		1+1+1	2+2+1	2x (1+1+1)	3+3+1	3+3+1	3+3+1	2x (2+2+1)	3x (1+1+1)	2x (2+2+1)	2x (2+2+1)	2x (2+2+1)	3x (2+2+1)	2x (3+3+1)
Klasa turbiny gazowej		F	E	F	E	E	E	E	F	E	E	E	E	E
Napęd		1W	WW	1W	WW	WW	WW	WW	1W	WW	WW	WW	WW	WW
Moc netto	MW	390	487,3	780	731	787,5	786,4	974,6	1170	1170	1182,2	1146,2	1461,9	1462
Sprawność netto	%	57,1	53,43	57,1	53,44	51,18	52,43	53,43	57,1	51,09	51,62	51,25	53,43	53,43
Całkowite nakłady inwest	mln USD	225	275,4	427,1	393,3	389,8	413,4	524,8	624,9	560,6	616	586,7	768,9	754
Jedn. nakłady inwest.	USD/kW	577	565	548	538	495	526	538	534	479	521	512	526	515

Najwyższe sprawności osiągają układy trójciśnieniowe z przegrzewem (3PR), nieco niższe dwuciśnieniowe z przegrzewem (2PR), dalej idą układy dwu (2P) i jednocześnieniowe (1P). Zestawiono to na rys. 3 [5]. Rysunki 2 i 3 pokazują także wpływ temperatury wlotowej do turbiny gazowej na sprawność układu gazowo-parowego.

Na rys. 4 pokazano schemat „nowoczesnej” elektrowni z układem trójciśnieniowym z przegrzewem międzystopniowym. Składa się ona z części gazowej, którą stanowi turbina gazowa oraz tak zwanej części parowej. Ta ostatnia składa się



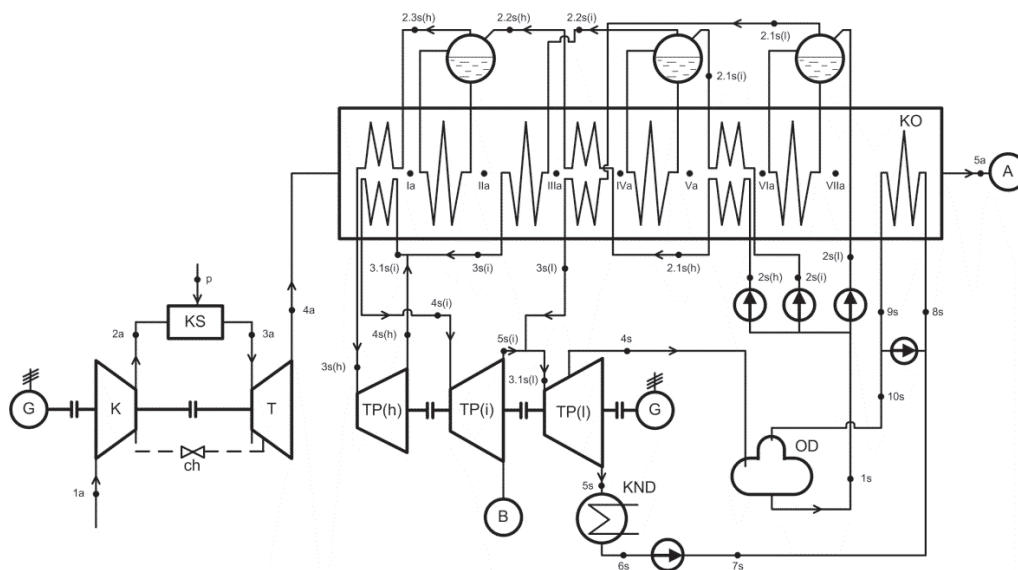
Rysunek 2. Zależność sprawności układu kombinowanego od temperatury na wlocie do turbiny



Rysunek 3. Wpływ przyjęcia struktury badanego układu na sprawność maksymalną (układ: 1P – jednociśnieniowy, 2P – dwuciśnieniowy, 2PR – dwuciśnieniowy z przegrzewem, 3PR – trójciśnieniowy z przegrzewem)

z turbiny parowej (TP) z generatorem (G), kotła odzyskowego trójciśnieniowego z przegrzewem międzystopniowym (KO), kondensatora (KND), odgazowywacza (OD) i pomp.

W obliczeniach tego układu przedstawionych w [6,7] model turbiny oparty został na turbinie Westinghouse 501G (1995 GTW) o mocy elektrycznej 228,9 MW i sprawności 38,24%. Turbina jest chłodzona w sposób "klasyczny" za pomocą powietrza pobranego za sprężarką co pokazano na rys. 4 linią przerywaną. Stosunek strumienia powietrza chłodzącego do strumienia powietrza sprężanego wynosi 16%. Optymalizacja parametrów części parowej układu doprowadziła do



Rysunek 4. Elektrownia gazowo-parowa z trojciśnieniowym kotłem odzyskowym z przegrzewem międzystopniowym (KS – komora spalania, KO – kocioł odzyskowy, ch – zawór powietrza chłodnego)

sprawności elektrowni 58% przy mocy 348,2 MW.

Sprawności pokazane na rys. 3 podobnie jak ostatnia podana wartość, odnoszą się do klasycznej metody chłodzenia tj. chłodzenie powietrzem w układzie otwartym. Chłodzony jest pierwszy i drugi stopień turbiny. Powietrze chłodzące miesza się ze spalinami przepływającymi przez turbinę [8].

Układy gazowo-parowe opalane gazem ziemnym zawdzięczają swój rozwój, oprócz wymienionej już wysokiej sprawności, licznym innym zaletom, z których najważniejsze to:

- bardzo korzystne charakterystyki ekologiczne,
- duża elastyczność cieplna prowadząca do stosunkowo krótkich czasów wymaganych dla osiągnięcia pełnego obciążenia,
- duża niezawodność działania,
- łatwość obsługi i automatyzacji procesów eksploatacyjnych,
- stosunkowo niskie nakłady inwestycyjne,
- szybki czas budowy.

3 Charakterystyka sposobów zwiększania sprawności

Zwiększenie sprawności układów gazowo-parowych zasadniczo poszukiwane jest na drodze zwiększenia średniej temperatury doprowadzenia ciepła do obiegu gazowego. Realizowane to jest poprzez wzrost temperatury spalin na wlocie do turbiny gazowej lub prowadzenie tak zwanego sekwencyjnego spalania. Przykładem tego ostatniego jest turbina gazowa GT26, która podzielona jest na część wysoko i niskoprężną i przed każdą z nich jest komora spalania. Spalanie odbywa się sekwencyjnie najpierw w pierwszej komorze spalania, a po rozprężeniu spalin w części wysokoprężnej w drugiej komorze spalania. Temperatura spalin na wlocie do turbiny gazowej (TIT – *turbine inlet temperature*, t_{3a}) w najlepszych komercyjnych rozwiązaniach osiągnęła około 1430 °C (np. turbina MS 7001H) i ciągle się zwiększa. Statystycznie wzrost ten wynosi około 13 °C/rok [9]. Firma Siemens w oparciu o turbinę klasy H opracowała układ SGT6-8000H o mocy wyjściowej 578 MW i sprawności nieco wyższej niż 60% [10]. Pierwszą turbinę uruchomiono w maju 2011 r. Podobną ofertę posiada General Electric-MS9001H(9H) [11]. Grupa MHI (Mitsubishi Heavy Industries Ltd.) w lutym 2011 r. rozpoczęła prace nad testową turbiną klasy J (M501J) zainstalowaną w układzie kombinowanym o mocy 460 MW (60 Hz) i przewidywanej sprawności 60% [12]. Temperatura wlotowa do tej turbiny wynosi 1600 °C, co jest poziomem o ok. 100 °C wyższym od turbiny poprzedniej generacji (klasa G-M701G2 – sprawność układu kombinowanego wynosi 59,1%). Podnoszenie temperatury wlotowej wymaga chłodzenia elementów narażonych na jej działanie, co wiąże się także ze stratą sprawności. Oprócz nowych materiałów na łopatki turbiny poszukuje się nowych metod chłodzenia. Zasadniczo oprócz wspomnianego już chłodzenia powietrzem w układzie otwartym analizowane są [13]:

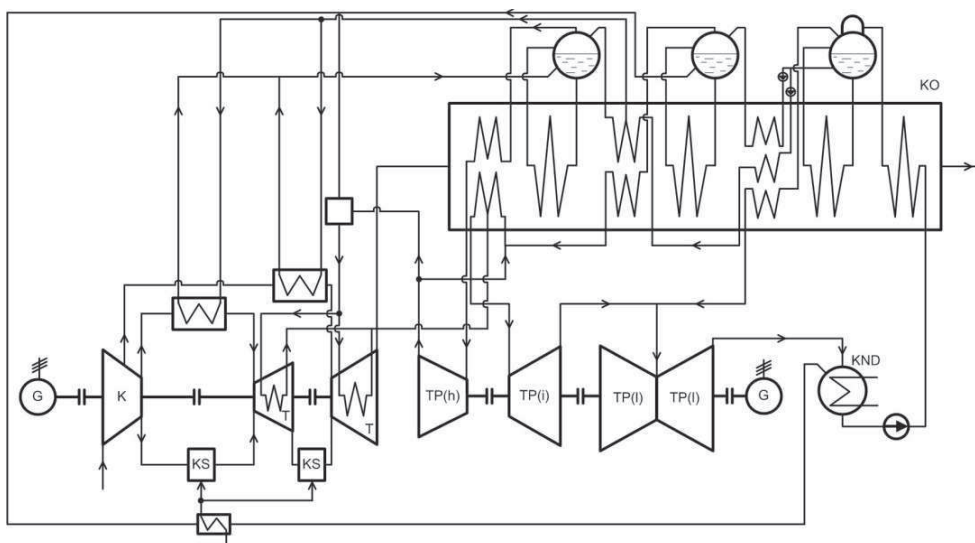
- a) chłodzenie parą w układzie zamkniętym zarówno łopatek kierowniczych jak i wirnikowych,
- b) użycie dwóch niezależnych zamkniętych układów: pary dla łopatek kierowniczych, powietrza dla łopatek wirnika.

Przykład elektrowni gazowo-parowej z kotłem trójciśnieniowym z turbiną gazową z sekwencyjną komorą spalania oraz z chłodzeniem parowym w układzie zamkniętym pokazano na rys. 5 [9]. Wyniki obliczenia sprawności układu z kotłem trójciśnieniowym (z rys. 5) przy rozważaniu różnych sposobów chłodzenia w funkcji temperatury na wlocie do turbiny gazowej pokazano na rys. 6 [9]. Pozwalają one sformułować następujące wnioski:

- a) Dla konwencjonalnego chłodzenia powietrzem w układzie zamkniętym wzrost

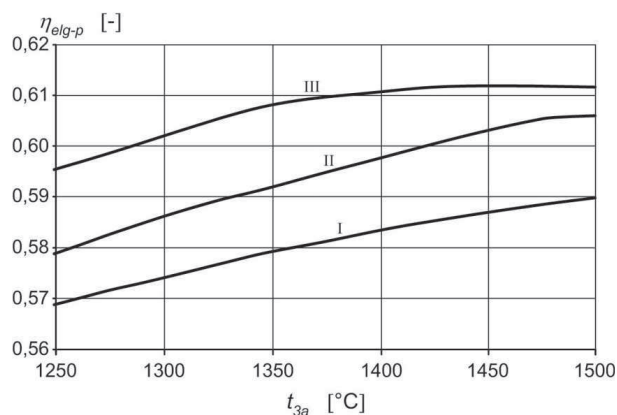
sprawności układu gazowo-parowego wynosi ok. 1%/100 °C. Dla $t_{3a} = 1430$ °C sprawność układu wynosi 58,4%. Sprawność 60% będzie osiągnięta dla temperatury spalin na wlocie do turbiny gazowej $t_{3a} = 1650$ °C (krzywa I na rys. 6).

- b) Dla parowego zamkniętego układu chłodzenia wzrost sprawności elektrowni ze wzrostem t_{3a} jest nieco wyższy niż w poprzednim przypadku, przy czym dotyczy zdecydowanie wyższych wartości. Bowiem dla temperatury $t_{3a} = 1430$ °C sprawność wynosi już 60,2% i rośnie o dalsze 0,5% dla temperatury $t_{3a} = 1500$ °C (krzywa II na rys. 6).
- c) Dla parowego zamkniętego układu chłodzenia i przy zastosowaniu turbiny gazowej ze spalaniem sekwencyjnym sprawność układu rośnie liniowo do temperatury $t_{3a} = 1350$ °C, dalsze zwiększenie tej temperatury powoduje jedynie znikomy wzrost sprawności. Sprawność 60% osiągnięto dla $t_{3a} = 1270$ °C (krzywa III na rys. 6). W oparciu o zmodernizowaną turbinę GT26 ze spalaniem sekwencyjnym w czerwcu 2011 r. firma Alstom zaprezentowała układ kombinowanej generacji KA26 o mocy powyżej 500 MW i sprawności ok. 61% [14].



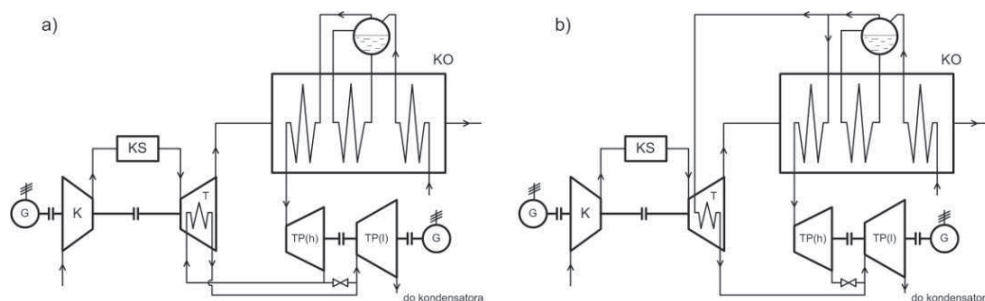
Rysunek 5. Elektrownia gazowo-parowa z kotłem trójprężnym z turbiną gazową z sekwencyjną komorą spalania z chłodzeniem parowym

Istotnym dla sprawności układu gazowo-parowego może być także miejsce poboru pary do chłodzenia układu łopatkowego turbiny gazowej. W [15] analizowano



Rysunek 6. Sprawność elektrowni gazowo-parowej w funkcji temperatury spalin na wlocie do turbiny gazowej dla różnych wariantów chłodzenia turbiny

dwa różne sposoby pokazane na rys. 7. W pierwszym pokazanym na rys. 7a para pobierana jest z wylotu części wysokoprężnej turbiny parowej, w drugim przypadku pobierana do chłodzenia jest para nasycona z parowacza. Sprawność drugiego układu jest o 0,6 punktu procentowego wyższa niż pierwszego (analizowano układ jednociśnieniowy). W przypadku poboru pary z wylotu części wysokoprężnej do chłodzenia (tak jak na rys. 7a) należy także analizować wpływ ciśnienia tej pary na sprawność układu [16].



Rysunek 7. Dwie koncepcje generowania pary dla chłodzenia łopatek turbiny gazowej

Poprawienia sprawności elektrowni gazowo-parowej należy także poszukiwać w podniesieniu sprawności części parowej układu. Zasadnicze kierunki postępowania są takie same jak przy analizie elektrowni kondensacyjnej i sprowadzają się do:

- zwiększenia parametrów pary świeżej (temperatury i ciśnienia) na wlocie

do turbiny parowej oraz obniżeniu ciśnienia w kondensatorze,

- zwiększenia sprawności izentropowej turbiny parowej.

Główne powody ograniczające temperaturę pary świeżej w elektrowni gazowo-parowej to:

- Zbyt niska temperatura spalin na wlocie do kotła odzyskowego co pokazano dla kilku przykładów w tab. 2 [17]. Z danych tych wynika, że w zasadzie tylko dla turbiny GT26 można by rozważyć produkcję pary o temperaturze 585 °C (595 °C). W pozostałych przypadkach temperatura ta musi być niższa.
- Brak odpowiednich rozwiązań materiałowo-konstrukcyjnych dla części parowej małej mocy (w instalacjach gazowo-parowych moc turbiny parowej z reguły nie przekracza 150 MW) [18]. Dla układów parowych kondensacyjnych dużej mocy takie materiały są już dostępne dla temperatury pary rzędu 600 °C, a nawet 650 °C, a w ciągu dekady będą osiągalne dla temperatury 700 °C i ciśnienia 35 MPa.

Tabela 2. Parametry charakterystyczne wybranych turbin gazowych

Parametr	General Electric PG7251 (7FB)	Siemens V94.3A	Alstom Power GT26	Mitsubishi M701G
Liczba stopni / liczba chłodzonych rzędów / liczba rzędów z powłoką ochronną / liczba rzędów z chłodzeniem filmem	3/5/2/1	4/6/2/1	h*: 1/2/2/1 l*: 4/6/2/1	4/6/4/3
Strumień spalin wylotowych [kg/s]	448,4	644,0	562,0	737,1
Spręż	18,5	17	30	20
Temperatura na wlocie turbiny [°C]	1402	1350	1255	1430
Moc netto [MW]	184,4 (185,5)	260 (259,3)	262 (264,9)	334 (330,1)
Sprawność netto [%]	36,92 (37,04)	38,20 (38,17)	38,20 (38,04)	39,55 (39,32)
Temperatura na wylocie turbiny [°C]	623,0 (623,1)	584,0 (582,7)	640 (638,8)	587,2 (585,6)

*h – część wysokoprężna ekspandera, l – część niskoprężna ekspandera

Bariera 61,5% sprawności układu kombinowanego może być osiągnięta do 2015 r. Sprawność rzędu 62–65% wymaga opracowania technologii chłodzenia turbin klasy J i wprowadzenia turbiny o temperaturze wlotowej 1700 °C [4]. Związane jest

to z wprowadzeniem superzaroodpornych materiałów, zaawansowanych powłok termicznych TBC (*thermal barrier coating*), optymalizacją chłodzenia parowego, dalszej poprawy charakterystyk sprężarki i turbiny. Rozwiązania wymaga także problem emisji NO_x , szczególnie w turbinie klasy 1700 °C, w wyprodukowanej przez MHI prototypie wprowadzono komorę spalania z recyrkulacją części spalin wylotowych z kotła odzyskowego do wlotu sprężarki powietrza [4].

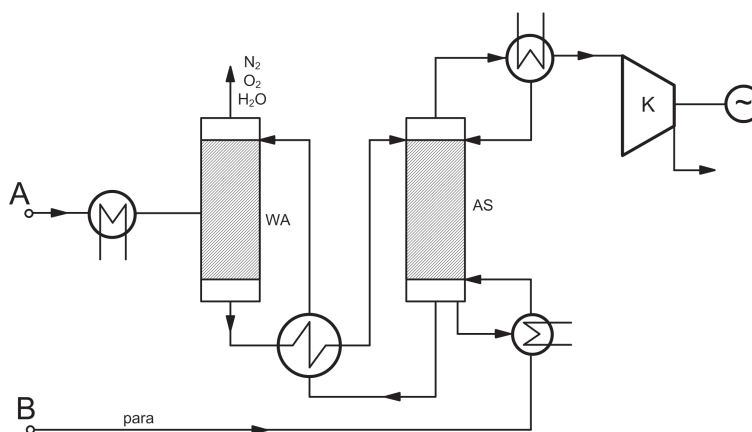
4 Elektrownie gazowo-parowe z instalacjami sekwestracji dwutlenku węgla

Dalszy rozwój układów gazowo-parowych związany będzie także z korzystnymi charakterystykami ekologicznymi, w tym głównie emisją dwutlenku węgla. Elektrownie gazowo-parowe emitują bowiem przy sprawności 60% ok. 330 kgCO₂/MWh wobec 860 kgCO₂/MWh dla elektrowni konwencjonalnych opalanych węglem kamiennym, przy sprawności 40%, czy też 730 kgCO₂/MWh dla bloku nadkrytycznego opalanego węglem (600 MW, 28,5 MPa/600 °C, 5,1 MPa/620 °C) o sprawności brutto 48,8% [19]. Pomimo niskiej emisji CO₂ w układach gazowo-parowych poszukuje się rozwiązań pozwalających je jeszcze znacząco ograniczyć lub wyeliminować zupełnie. Dla tradycyjnych układów kombinowanych wyposażonych w kocioł odzyskowy można bez większych problemów konstrukcyjnych zastosować absorbcyjną instalację wychwytu CO₂ ze spalin. Chemiczna absorpcja przy użyciu aminy np. MEA (monoetanolamina), DEA (dietanolamina) wymaga głębokiego oczyszczenia spalin, zwłaszcza z SO₂ (do 10 g/GJ lub 10 ppm wg [20]) oraz NO_x (do 30 g/GJ lub 20 ppm wg [20]). Usunięcie tych składników związane jest z rozszerzeniem czasu użytkowania rozpuszczalnika (MEA), którego z kolei regeneracja wymaga dużej ilości pary średnio i niskoprężnej, co jest także powodem tak znacznej obniżki sprawności bloku energetycznego. Regeneracja pochłania bowiem około 3–6 MJ ciepła do usunięcia 1 kg CO₂ [21]. W przypadku spalin opuszczających komorę spalania zawartość SO₂ zależy od składu gazu, dla gazów niskozasiarczonych zwykle jest mniejsza niż wymagana. Zawartość NO_x przy stosowanych metodach ograniczenia tej emisji ≤10 ppm. Utrzymywanie tej zawartości będzie trudne dla bardzo wysokich wartości temperatury wlotowej, np. dla TIT=1700 °C, NO_x= 34–38 ppm [4].

Absorpcyjną instalację separacji CO₂ pokazano na rys. 8. Podłączona jest do układu gazowo parowego z rys. 4. w punkcie A (spaliny) oraz B (para) zaznaczonych na obydwu wymienionych rysunkach.

W koncepcji pokazanej na rys. 8. CO₂ jest separowane ze spalin wylotowych przy użyciu 30% roztworu monoetanolaminy (MEA). Spaliny zawierające 3,9% (obj.)

CO₂ są chłodzone do temperatury 40 °C i doprowadzone do wieży absorbera (WA). Zakłada się, że 90% emitowanego CO₂ zostanie wychwycone. Roztwór aminy bogaty w CO₂ doprowadzony jest do desorbera (AS), z którego zregenerowana MEA wraca do wieży absorbera. Wymagane do regeneracji ciepło w ilości 3,6 MJ/kg wychwyconego CO₂ dostarczone jest z parą (4 bar, 140 °C, punkt B) z upustu turbiny parowej. Uwodniona mieszanina CO₂ i pary w kondensatorze jest ochłodzona w celu usunięcia wody, zaś CO₂ jest sprężone do ciśnienia wymaganego do transportu (200 bar).



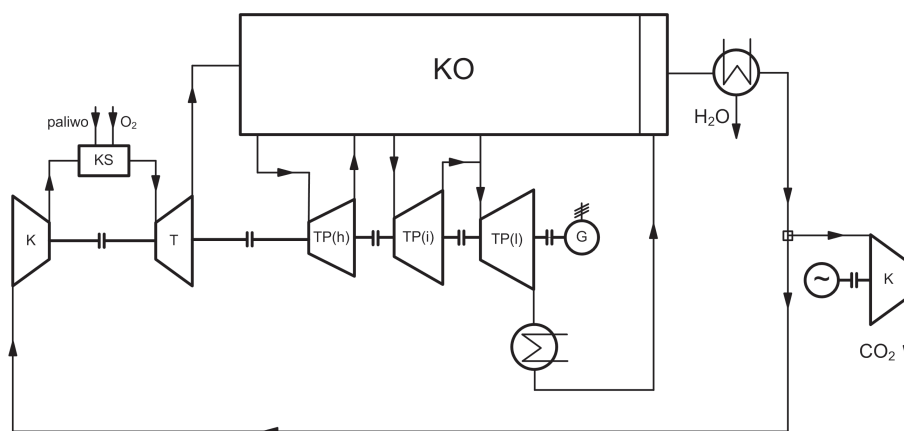
Rysunek 8. Układ separacji oraz przygotowania CO₂ do transportu

Na rys. 9 pokazano układ kombinowany ze spalaniem tlenowym. Spaliny wylotowe z turbiny gazowej zawierają głównie H₂O i CO₂. Woda jest wykraplana w kondensatorze za kotłem odzyskowym (KO). Około 90% CO₂ jest zawrócone przez sprężarkę (K) do komory spalania (KS) aby utrzymać temperaturę na wlocie do turbiny gazowej na wymaganym poziomie. Opuszczający układ CO₂ sprężany jest w stacji sprężania (K) do ciśnienia 200 bar.

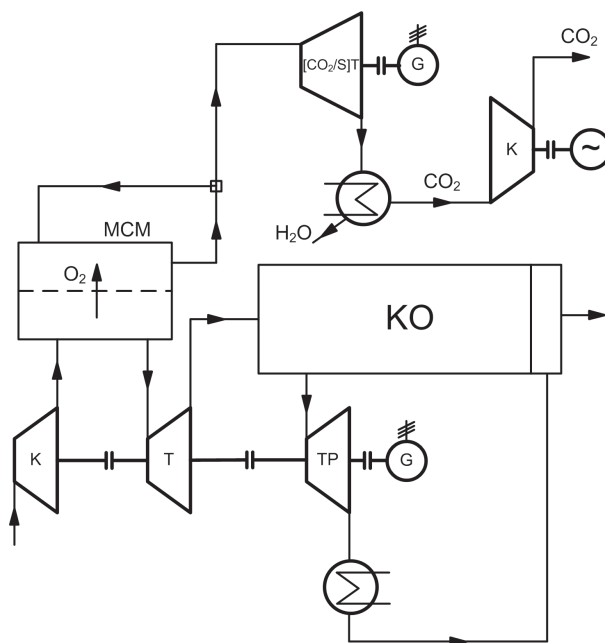
Na rys. 10 przedstawiono koncepcję zero-emisyjnego układu AZEP (*advanced zero emission power plant*). Komorę spalania z układu klasycznego zastąpiono w nim reaktorem membranowym MCM (*mixed conductive membrane*). Reaktor ten ma trzy zasadnicze funkcje [22]:

- separatora membranowego O₂ z powietrza,
- komory spalania tlenowego dostarczanego paliwa,
- wymiennika ciepła (podgrzewanie czynnika zasilającego turbinę T).

Powietrze pozbawione tlenu po rozprężeniu w turbinie ekspansyjnej zasila kocioł



Rysunek 9. Koncepcja układu ze spalaniem tlenowym



Rysunek 10. Koncepcja zero-emisyjnego układu AZEP

odzyskowy (KO). Spaliny z reaktora MCM zawierające głównie mieszaninę CO_2 i H_2O . Po rozprężeniu w turbinie $[CO_2/S]T$ odseparowana jest z nich woda a CO_2 sprężane jest do wymaganego ciśnienia (200 bar).

Sprawność netto wytwarzania energii elektrycznej w analizowanych układach pokazanych na rys. 8–10 wyrażona jest zależnością:

$$\eta_{el} = \frac{\sum_i N_{el} - \sum_i N_{ai}}{\dot{m}_F LHV} = \frac{\sum_i N_{el} (1 - \delta)}{\dot{m}_F LHV} = \eta_{el,br} (1 - \delta), \quad (2)$$

gdzie: $\sum_i N_{el}$ – suma mocy elektrycznej generatorów zainstalowanych w układzie [MW], $\sum_i N_{ai}$ – moc potrzeb własnych [MW], LHV – wartość opałowa [MJ/kg], \dot{m}_F – strumień paliwa, [kg/s], δ – wskaźnik potrzeb własnych, $\eta_{el,br}$ – sprawność wytwarzania energii elektrycznej brutto.

Zastosowanie instalacji sekwestracji CO₂ (CCS) (*carbon capture and storage*) w elektrowniach obniża sprawność wytwarzania energii elektrycznej. Wynika to głównie ze wzrostu wskaźnika potrzeb własnych elektrowni, który wyraża stosunek mocy potrzeb własnych odniesionych do mocy brutto bloku energetycznego. Proponuje się go zapisać w postaci:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3, \quad (3)$$

gdzie: δ_1 uwzględnia moc urządzeń pomocniczych stosowanych zarówno w elektrowni bez, jak i z układem CCS (dotyczy to np. wentylatorów, pomp kondensacyjnych i cyrkulacyjnych), δ_2 związany jest z systemem wychwytywania CO₂ a δ_3 uwzględnia moc kompresorów sprężających odseparowany CO₂.

Powodem obniżania sprawności η_{el} może być także niższa sprawność sprawności brutto. Układem odniesienia dla analizowanych koncepcji jest elektrownia gazowo-parowa z kotłem trójciśnieniowym z przegrzewem międzystopniowym o strukturze przedstawionej na rys. 4. Moc tej elektrowni wynosi 400 MW, a sprawność netto 56,7% (zastosowano w niej turbinę klasy F o symbolu GE9351FA, w której temperatura wlotowa jest równa 1328 °C). Sprawność brutto i netto oraz wartości wskaźników δ zestawiono dla analizowanych układów w tab. 3 [22]. Pokazano tam także różnicę (Δ) pomiędzy sprawnością netto elektrowni odniesienia i analizowanych układów. Dla układu z rys. 8 z zastosowaną MEA (kolumna oznaczona jako MEA w tab. 3) maleje sprawność brutto elektrowni poprzez zmniejszenie mocy turbiny parowej w związku z poborem pary do układu separacji, zaś wskaźnik δ_2 w tym przypadku związany jest z koniecznością podniesienia ciśnienia spalin wylotowych dla kompensacji strat ciśnienia w kolumnie absorpcyjnej. Dla układu ze spalaniem tlenowym wskaźnik $\delta_2 = 14,7\%$ obejmuje kriogeniczną produkcję (10,7%) i sprężanie tlenu (4%). Dla układu AZEP rozpatrywano dwa przypadki:

- (1) ze 100% wychwytem CO_2 (TIT = 1200 °C – ze względu na ograniczenia reaktora),
- (2) z 85% wychwytem CO_2 (TIT = 1328 °C – wówczas sprawność brutto elektrowni gazowo-parowej jest o 2,5 punktu procentowego wyższa niż w przypadku (1)).

Tabela 3. Sprawności brutto, netto oraz wskaźniki potrzeb własnych analizowanych układów

Jedn. [%]	Elektrownia g-p	MEA	Sp. tlenowe	AZEP 100%	AZEP 85%
$\eta_{el,br}$	57,6	53,3	59,7	51,7	54,2
δ_1	1,6	2,1	1,5	1,4	1,5
δ_2	–	3,8	14,7	–	–
δ_3	–	4,3	5,0	1,9	1,5
δ	1,6	10,1	21,3	3,3	3,0
η_{el}	56,7	47,9	47,0	50,0	52,6
Δ	–	8,8	9,7	6,8	4,2

5 Uwagi końcowe

- Ważnym czynnikiem w rozwoju układów gazowo-parowych opalanych gazem ziemnym są ich niezwykle korzystne charakterystyki ekologiczne. Szczególnego znaczenia w ostatniej dekadzie nabiera ich niska emisja CO_2 — 380 kg/MWh przy sprawności 60%.
- Elektrownie gazowo-parowe osiągają najwyższe z możliwych sprawności konwersji energii chemicznej paliwa do energii elektrycznej, zachowując jednocześnie potencjał zwiększania tej wielkości.
- Bariera 61,5% sprawności układu kombinowanego może być osiągnięta do 2015 roku. Sprawność rzędu 62–65% wymaga dojrzałości technologicznej turbin klasy J i wprowadzenia turbin o temperaturze wlotowej 1700 °C. Osiągnięta ona będzie po dopracowaniu systemów chłodzenia i ograniczenia emisji NO_x .
- Można rozważyć wiele koncepcji elektrowni gazowo-parowych z instalacją CCS. Rozwiązania wykorzystujące absorpcję chemiczną CO_2 mogą być wdrażane w krótkim okresie czasu. Prowadzą one do obniżenia sprawności o 9 punktów procentowych względem układu odniesienia (bez instalacji

CCS). Zmniejszenie tej wartości poszukuje się przez wprowadzenie nowych mniej energochłonnych absorbentów. Układy przyszłościowe zaawansowane technologicznie po rozwiązaniu szeregu problemów naukowo-technicznych prowadzi do niewielkiego zmniejszenia sprawności, rzędu 4 punktów procentowych.

Praca wpłynęła do redakcji w czerwcu 2012r.

Literatura

- [1] Chmielniak T.: *Technologie energetyczne*. WNT, Warszawa 2008.
- [2] Szargut J., Ziębik A.: *Podstawy energetyki cieplnej*. PWN, Warszawa 1998.
- [3] Fetescu M.: *Gas turbine technology and cycle selection for combined cycle power plants decision criteria, economic aspects and risk mitigation*. Proc. of ASME Turbo Expo 2003, GT2003-38427, June 16–19, 2003, Atlanta, Georgia.
- [4] Ito E., Okada I., Tsukagoshi K., Muyama A., Masada J.: *Development of key technologies for next generation gas turbine*. Proc. of ASME Turbo Expo 2007: Gas Turbine Technical Congress and Exposition, GT2007-41023, May 17–20, 2007, Montreal.
- [5] Kotowicz J.: *Elektrownie gazowo-parowe*. Wydawnictwo Kaprint, Lublin 2008.
- [6] Kotowicz J., Bartela Ł.: *Optymalizacja termodynamiczna i ekonomiczna elektrowni gazowo-parowej z wykorzystaniem algorytmów genetycznych*. Rynek Energii **75**(2008), 2, 31–38.
- [7] Kotowicz J., Bartela Ł.: *The influence of economic parameters on the optimal values of the design variables of a combined cycle plant*. Energy **35**(2010), 2, 911-919.
- [8] Chmielniak T., Rusin A., Czwiertnia K.: *Turbiny gazowe*. Ossolineum, Wrocław 2001.
- [9] Chiesa P., Macchi E.: *A thermodynamic analysis of different options to break 60% electric efficiency in combined cycle power plants*. Proc. of ASME Turbo Expo 2002, GT-2002-30663, June 20–23, 2002, Amsterdam.
- [10] *Gas Turbine SGT6-8000H*. Siemens. <http://www.energy.siemens.com/hq/en/power-generation/gas-turbines/sgt6-8000h.htm#content=Description> , dostęp 14.05.2012
- [11] *Heavy Duty Gas Turbines & Combined Cycle*. General Electric. http://site.ge-energy.com/prod_serv/products/gas_turbines_cc/en/index.htm , dostęp 14.05.2012.
- [12] *Gas Turbines*. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. http://www.mhi.co.jp/en/products/category/gas_turbin.html (dostęp 14.05.2012).
- [13] Khaledi H., Sarabchi K.: *Comparative investigation of advance combined cycle*. Proc. of ASME Turbo Expo 2006, GT 2006-90011, May 8–11 2006, Barcelona.
- [14] *Gas Turbines*. Alstom. <http://www.alstom.com/power/fossil/gas-power/gas-turbines/> , dostęp 14.05.2012.
- [15] Jordal K. *et al.*: *New possibilities for combined cycles through advanced steam technology*. Proc. of ASME Turbo Expo 2002, GT-2002-30151, June 2002, Amsterdam.

- [16] Facchini B., Innocenti L., Carvnevale E.: *Evaluation and comparison of different blade cooling solutions to improve cooling efficiency and gas turbine performances*. Proc. of ASME Turbo Expo 2001, 2001-GT-0571, June 15–18, 2001, New Orleans.
- [17] Badyda K., Miller A.: *Energetyczne turbiny gazowe oraz układy z ich wykorzystaniem*. Wydawnictwo Kaprint. Lublin 2011.
- [18] Badyda K.: *Charakterystyka złożonych układów z turbinami gazowymi*. Rynek Energii; **88**(2010), 3, 80–86.
- [19] Kotowicz J., Skorek-Osikowska A., Bartela Ł.: *Economic and environmental evaluation of selected advanced power generation technologies*. Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy **225**(2011), 3, 221–232.
- [20] *Pulverized Coal Oxy-combustion Power Plants*. Report, DOE/NETL-2007/1291.
- [21] Zheng F., Tran D. N., Busche B. J., Fryxell G. E., Addleman R. S., Zemanian T. S., *et al.*: *Ethylenediamine modified SBA-15 as regenerable CO₂ sorbent*. Industrial and Engineering Chemistry Research **44**(2005), 9, 3099–3105.
- [22] Kramsdal H.M., Jordal K., Bolland O.: *A quantitative comparison of gas turbine cycles with CO₂ capture*. Energy **32**(2007), 10–24.

Status and development perspectives of combined cycle plants

S u m m a r y

The paper focuses on a natural gas-fired combined cycle plants. Thermodynamic efficiency issues of these plants are discussed. Different concepts of the improvement of this parameter are presented starting from temperature increase at the gas turbine inlet through the cooling system arrangement to the increase of steam cycle efficiency. The latest solutions of world leaders in production of gas turbines and combined cycle plants were characterized. The following concepts of these plants were presented: a plant with an absorption installation with the use of MEA, a plant with oxy-fired combustion chamber and an advanced concept of zero-emission plant with a membrane reactor. The efficiency and CO₂ emission of these concepts were presented.