

WZROST SPRAWNOŚCI TURBINY GAZOWEJ PRZEZ ZASTOSOWANIE IDEI SZEWAŁSKIEGO

Paweł Ziółkowski, Marcin Lemański, Janusz Badur, Witold Zakrzewski

Słowa kluczowe: idea Szewalskiego, turbina gazowa, wzrost sprawności, blok gazowo - parowy, regeneracja

Streszczenie. W artykule przedstawiono wpływ zastosowania upustu na sprawność turbiny gazowej. Upust w turbinie zrealizowano według idei prof. Roberta Szewalskiego, która polega na zastosowaniu upustu międzystopniowego w turbinie gazowej do podgrzewu powietrza zasilającego komorę spalania. Dzięki przeprowadzonej modyfikacji osiąga się wzrost sprawności obiegu oraz spadek zużycia paliwa. Analiza numeryczna obiegu cieplnego przed i po modernizacji została przeprowadzona za pomocą kodów CFM. Obiegiem wyjściowym dla przeprowadzonych obliczeń jest blok gazowo - parowy w Gorzowie Wielkopolskim.

1. WSTĘP

Obecne dążenia koncernów energetycznych skupiają się na produkcji energii elektrycznej z wykorzystaniem odnawialnych źródeł energii i konwencjonalnych paliw kopalnych. W obu przypadkach dąży się do jak najwyższej sprawności konwersji energii oraz minimalnej degradacji środowiska naturalnego. W przypadku klasycznych paliw takich jak węgiel lub gaz ziemny normy ochrony środowiska określa Dyrektywa Unii Europejskiej nr 2010/75/UE [19]. W celu realizacji jej wymogów producenci kotłów i turbin gazowych od lat stosują różnego rodzaju zabiegi podwyższania sprawności. W przypadku turbin gazowych znane są takie metody jak chłodzenie międzystopniowe w sprężarce, dzielona komora spalania, regeneracja, wtrysk pary bądź wody (STIG, Cheng, etc.). Należy podkreślić, że szczególne korzyści osiąga się przez wtrysk pary do turbiny gazowej, tj. wzrost mocy i sprawności, oraz obniżenie emisji tlenków azotu, skutkujące jednak obniżeniem żywotności turbozespołu [4,5,8,17]. Oprócz wspomnianych sposobów warto wymienić również ideę zaproponowaną przez polskiego uczonego i inżyniera, twórcę pierwszej turbiny parowej w Polsce, profesora Roberta Szewalskiego, polegającą na zastosowaniu upustu w turbinie gazowej. Propozycja ta do dnia dzisiejszego nie została wdrożona i nie jest stosowana. Szybki rozwój technologii wodorowych w najbliższym czasie może jednak spowodować rozwój tego pomysłu. W wyniku zastosowania wodoru, jako paliwa, spaliny z turbiny gazowej będą mieszaniną spalin i pary wodnej (paro-gaz). Dla takiego czynnika roboczego, turbina będzie hybrydą łączącą zalety turbin gazowych i parowych [1].

W celu odtworzenia idei Szewalskiego przeprowadzono analizę numeryczną obiegu gazowo-parowego za pomocą programów typu CFM (z ang. *Computational Flow Mechanics*) takich jak kod COM-GAS [15] i pakiet Aspen Plus. Wykonano symulacje numeryczne

siłowni opierając się o dane dostępne w literaturze [10,16,20], dotyczące bloku gazowo - parowego w Gorzowie Wielkopolskim. Wyniki analizy numerycznej bloku przed modernizacją dostępne są w pracy [17]. Z kolei niniejszy artykuł jest kontynuacją podjętego wcześniej tematu modyfikacji pracy turbiny gazowej z tą różnicą, że skupiono się na przedstawieniu patentu prof. Roberta Szewalskiego oraz wyników symulacji 0D z zastosowaniem jego idei.

2. PRZEGLĄD LITERATURY

Turbiny gazowe pracują w obiegu Braytona - Joule'a i charakteryzują się stosunkowo niską sprawnością elektryczną rzędu 20-35 % - w zależności od mocy turbiny [11,12]. Aby zwiększyć sprawność układu wprowadza się różne modyfikacje do obiegu, które omówiono w dalszej części pracy.

Okolo 60 % wytworzonej przez turbinę mocy wykorzystywane jest przez sprężarkę, dlatego też moc i sprawność mogą ulec poprawie poprzez zwiększenie pracy ekspansji lub zmniejszenie pracy sprężania. Przez zastosowanie chłodzenia międzystopniowego w sprężarce uzyskuje się obniżenie pracy sprężania. Z kolei zastosowanie dzielonej komory spalania na część zasadniczą i dopalającą zapewnia zwiększenie pracy rozprężania oraz temperatury gazów za turbiną [6,12].

Innym sposobem poprawy sprawności turbiny gazowej jest regeneracja ciepła. Regeneracja realizowana jest przez podgrzanie powietrza przed komorą spalania spalinami wylotowymi z turbiny w wymienniku regeneracyjnym. Stosowanie regeneracji ciepła wymaga zmiany konstrukcji turbiny gazowej w celu wyprowadzenia powietrza ze sprężarki do wymiennika i doprowadzenia powietrza do komory spalania. Duże korzyści z regeneracji uzyskuje się przy niskich stosunkach sprężania, ponieważ zwiększa się różnica pomiędzy temperaturą spalin i powietrza [12,13].

Rozwiązaniem prowadzącym do zwiększenia mocy i sprawności turbiny gazowej jest również wtrysk pary do komory spalania tzw. turbina STIG (z ang. *Steam Injection Gas Turbine*). Dzięki wtryskowi pary uzyskujemy zwiększony strumień spalin, a tym samym wzrost mocy turbiny przy niezmienionej mocy sprężarki. Dostosowanie turbiny do pracy z wtryskiem pary nie wymaga znacznych zmian konstrukcji turbiny. STIG nadają się do pracy w elektrociepłowniach w układzie Chenga, ponieważ powinny współpracować z kotłem odzyskowym produkującym parę do wtrysku [3,13,17]. Niewątpliwą zaletą turbiny STIG jest jej prawie taka sama cena, jak turbin bez wtrysku pary w odniesieniu do nakładów inwestycyjnych na jednostkę mocy [13].

Budowa turbiny na wilgotne powietrze HAT (z ang. *Humidified Air Turbine*) opiera się na połączeniu koncepcji regeneracyjnego podgrzewania powietrza przed komorą spalania i wtrysku wody zaraz za sprężarką. Wtrysk wody do powietrza, przed wymiennikiem regeneracyjnym, wywołuje obniżenie temperatury sprężonego czynnika i przez to zwiększa się efektywność regeneracji ciepła. Z racji na stosowanie w HAT regeneracyjnego wymiennika ciepła optymalne stosunki spręży są niższe niż w STIG, a tym samym osiąga się wyższe temperatury za turbiną rzędu 800 °C. W układach HAT uzyskuje się znacznie lepiej dopasowany rozkład temperatury czynników w regeneracyjnym wymienniku ciepła niż w kotle odzyskowym układów z wtryskiem pary czy gazowo - parowych, w związku z tym uzyskuje się większe sprawności, nawet powyżej 50 %. Wadą tych układów jest konieczność zmian konstrukcyjnych i związanych z tym zwiększonych nakładów inwestycyjnych [9,12,13].

Kolejnym sposobem podwyższającym sprawność i moc jednostkową turbiny jest technika mokrego sprężania. Zaletą metody jest możliwość wtryskiwania takiej ilości wody, aby proces jej odparowania i tym samym chłodzenia powietrza przebiegał w sposób ciągły w trakcie sprężania. Uzyskuje się w ten sposób uniezależnienie od temperatury i wilgotności powietrza atmosferycznego i obniżenie pracy napędowej sprężarki. Metoda ta nie wymaga znacznych zmian w konstrukcji turbiny gazowej. Wadą techniki mokrego sprężania podobnie jak w przypadku STIG i HAT jest zużycie dużej ilości wody zdemineralizowanej. Część wody może być odzyskana, jeżeli układ działa, jako elektrociepłownia z kondensacyjnymi wymiennikami ciepła [12,13].

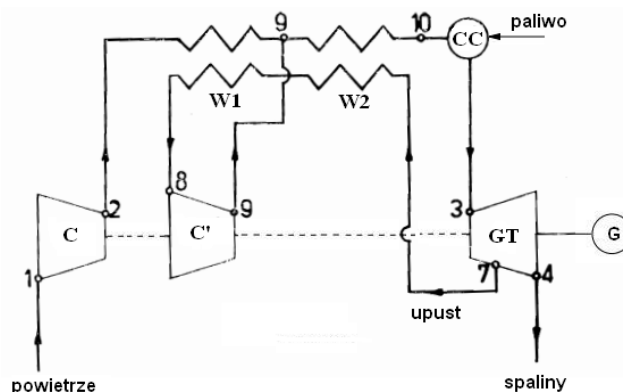
Inną metodą podwyższającą sprawność i moc turbiny gazowej jest proces rozpylenia wody między stopniami sprężarki. W wyniku rozpylenia, woda odparowuje w kontakcie z gorącym i sprężonym strumie-

niem masy powietrza wywołując obniżenie temperatury powietrza oraz pracy wymaganej do napędu kompresora. Taki system z międzystopniowym chłodzeniem powietrza sukcesywnie można stosować w wysokociśnieniowych turbinach [12,13].

Kolejnym sposobem podnoszącym sprawność turbiny gazowej jest zastosowanie idei Szewalskiego dokładnie omówionej w następnym punkcie.

3. OBIEG SZEWAŁSKIEGO

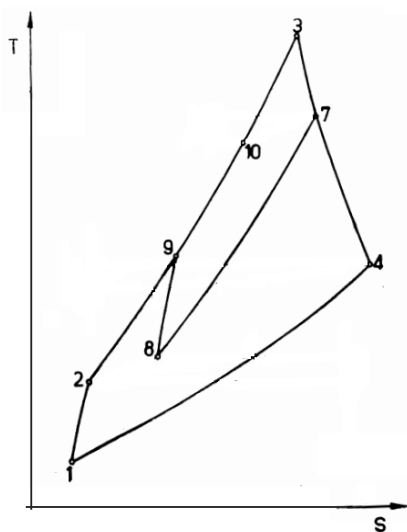
Na rys.1 przedstawiono schemat obiegu ciepłego turbiny gazowej według patentu Szewalskiego (z zaznaczonymi punktami charakterystycznymi obiegu). Ideą tego rozwiązania jest upust spalin z turbiny gazowej (punkt 7 na rys.1 i rys.2) i następnie skierowanie strumienia spalin z upustu do wymiennika regeneracyjnego. Strumień spalin po oddaniu energii cieplnej w tym wymienniku trafia do dodatkowej sprężarki, gdzie następuje jego sprężanie do stanu określonego w punkcie 9. W tym punkcie następuje połączenie strumienia sprężonego powietrza i strumienia spalin z upustu w wymienniku regeneracyjnym oraz dalsze nagrzanie czynnika trafiającego bezpośrednio do komory spalania (od temperatury w punkcie 9 do temperatury w punkcie 10). Celem stosowanej modyfikacji jest podniesienie sprawności obiegu oraz zmniejszenie wymiarów wymiennika regeneracyjnego w porównaniu do rozwiązania bez upustu z regeneracją konwencjonalną [14].



Rys. 1. Schemat obiegu ciepłego turbiny gazowej według patentu Szewalskiego: CC - komora spalania, C - sprężarka, C' - dodatkowa sprężarka, GT - turbina, W - wymiennik regeneracyjny, G - generator [14]

Obieg cieplny turbiny gazowej według patentu Szewalskiego na diagramie $T-s$ przedstawiono na rys.2. Składa on się on z dwóch nakładających się na siebie obiegów 1-2-3-4-1 oraz 3-7-8-9-3. Powietrze o parametrach początkowych w punkcie 1 sprężane jest do stanu 2. Wzdłuż linii 2-9 odbywa się ogrzewanie sprężonego powietrza w wymienniku W1, wzdłuż

linii 9-10 zachodzi ogrzewanie mieszaniny spalin i powietrza w wymienniku W2, a linii 10-3 odpowiada izobaryczna przemiana w komorze spalania.



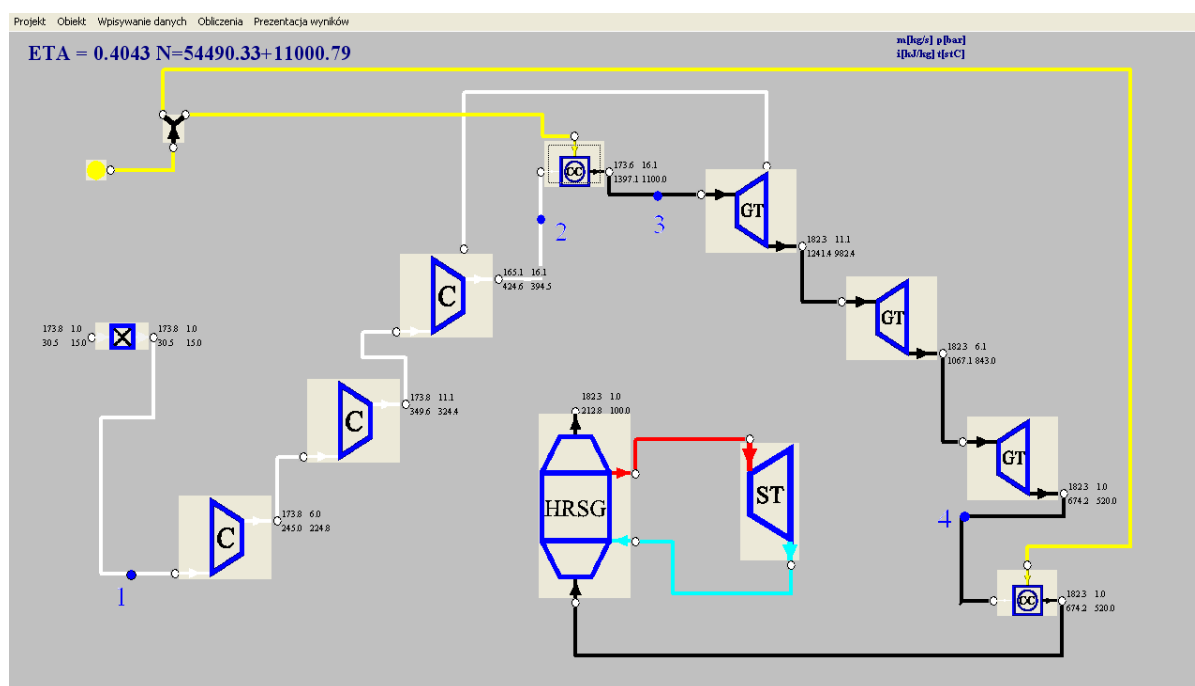
Rys. 2. Obieg cieplny turbiny gazowej według patentu Szewalskiego na wykresie $T-s$ [14]

Następnie następuje ekspansja spalin w turbinie do stanu 7, gdzie następuje rozdzielanie strumienia: na pierwszy wyprowadzany do wymiennika, jako czyn-

nik grzewczy i drugi pracujący w dalszej części turbiny do stanu 4. Wzdłuż linii 7-8 następuje izobaryczne schładzanie strumienia upustu. Następnie następuje politropowe sprężanie spalin w dodatkowej sprężarce C' do parametrów w punkcie 9 i połączenie ich ze strumieniem powietrza [14].

4. MODEL NUMERYCZNY BLOKU WYJŚCIOWEGO

Jak wspomniano wcześniej symulację siłowni przeprowadzono na podstawie danych dotyczących bloku w Gorzowie Wielkopolskim, który pracuje z turbiną gazową GT8C. Analizę numeryczną obiegu gazowo-parowego PGE EC Gorzów wykonano dla nominalnych warunków pracy. Obliczenia wykonano za pomocą dwóch kodów numerycznych CFM tj. COM-GAS i Aspen Plus. Obieg cieplny EC I zamodelowano w obu kodach numerycznych na podstawie informacji przedstawionych w literaturze. Ogólny schemat układu cieplnego EC I w programie COM-GAS zaprezentowano na rys.3. Informacje dotyczące bloku oraz wyniki obliczeń przedstawiono w pracy [17].



Rys. 3. Schemat obiegu cieplnego elektrociepłowni w Gorzowie Wielkopolskim (GT – turbina gazowa, ST – turbina parowa ze skraplaczem, C – sprężarka, HRSG – kocioł odzyskowy, CC – komora spalania) [18]

Warto przypomnieć, że moc elektryczną turbiny gazowej oszacowano na $N_{el}^* = 54,5$ MWe (symbol "*" odnosi się do mocy turbiny gazowej), sprawność turbiny wynosi w kodzie Aspen Plus $\eta_{el}^* = 33,64$ % oraz w kodzie COM-GAS $\eta_{el}^* = 34,29$ %. Ponadto moc

całego bloku gazowo – parowego wynosi $N_{el} = 65,5$ MWe zaś sprawności oszacowano odpowiednio $\eta_{el} = 40,43$ % w kodzie COM-GAS i $\eta_{el} = 41,21$ % w kodzie Aspen Plus. Emisję dwutlenku węgla CO_2 i tlenków azotu NO_x , oszacowano w kodzie Aspen

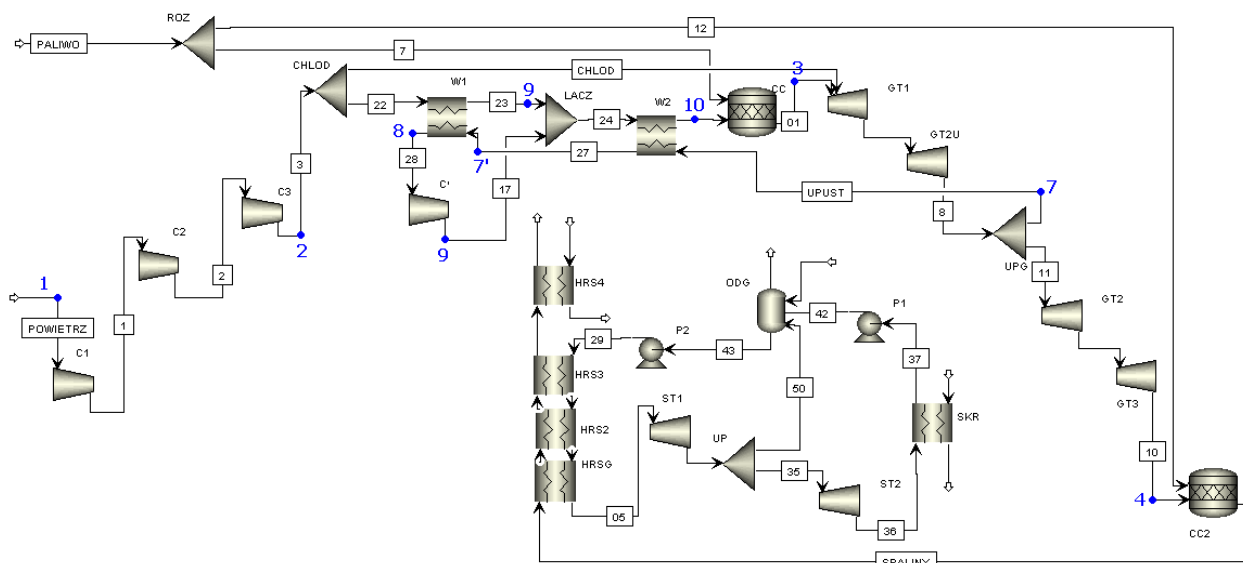
Plus na $CO_2=493$ kg/MWh i $NO_x=0,324$ kg/MWh. Należy również dodać, że przez turbinę przepływa masowy strumień spalin wynoszący $\dot{m}_{ex}=182,3$ kg/s oraz do komory spalania wtryskiwane jest paliwo o strumieniu masowym $\dot{m}_f=8,51$ kg/s w kodzie COM-GAS i $\dot{m}_f=8,36$ kg/s w kodzie Aspen plus.

Uzyskane wyniki należy uznać za satysfakcjonujące w odniesieniu do danych przedstawionych w literaturze [10, 16, 20] i potwierdzające poprawność przyjętej metodyki obliczeń.

5. MODYFIKACJA OBIEGU TURBINY GAZOWEJ WEDŁUG IDEI SZEWAŁSKIEGO

Poniżej zaprezentowano wyniki analizy wykonanej za pomocą programu Aspen Plus. Schemat obiegu ciepłego turbiny gazowej według patentu Szewałskiego w programie Aspen Plus przedstawiono na rys.4. W przeprowadzonych obliczeniach zachowano wartości sprawności wewnętrznych sprężarki i turbiny oraz większość wielkości wprowadzanych do urządzeń z poprzednich przykładów obliczeniowych prezen-

wanych w pracy [17]. Przed opisem przeprowadzonej analizy należy wspomnieć, że temperatury w punktach węzłowych zostały zachowane i wynoszą odpowiednio w komorze spalania $t_{TT}=t_3=1100$ °C, za turbiną gazową $t_{GT}=t_4=520$ °C oraz za kotłem odzyskowym $t_{out}=100$ °C. Ponadto w kotle odzyskowym wytwarzana jest para o ciśnieniu $p_s=40$ bar i temperaturze $t_s=450$ °C. Z kolei sprawność dodatkowej sprężarki C' wynosi $\eta_{ic'} = 87$ %. W obliczeniach założono, że minimalna różnica temperatur w wymiennikach regeneracyjnych między czynnikiem oddającym ciepło, a czynnikiem go pobierającym wynosi $\Delta T=30$ K. Minimalna różnica temperatur dotyczy wymiennika W1 dla wszystkich przypadków obliczeniowych, a wymiennika W2 dla strumienia masy spalin z upustu $\dot{m}_u=82$ kg/s. Temperatura powietrza za sprężarką podstawową C3, czyli na wejściu do wymiennika W1, zawsze wynosi $t_c=t_2=382$ °C. Powietrze jest podgrzane, aż osiągnie temperaturę czynnika za dodatkową sprężarką $t_{c'}=t_9$ (rys.4). Zatem przy stałej temperaturze $t_c=t_2$ również temperatura t_8 na wejściu do sprężarki dodatkowej C' jest stała i wynosi $t_8 = t_2 + \Delta T = 382 + 30 = 412$ °C.



Rys. 4. Schemat turbiny gazowej GT8C zgodnie z ideą Szewałskiego w kodzie Aspen Plus (W – wymiennik regeneracyjny, GT – turbina gazowa, ST – turbina parowa, C – sprężarka, C' – dodatkowa sprężarka, HRS – kocioł odzyskowy, CC – komora spalania, SKR – skraplacz, P – pompa) [18]

Z kolei różnica temperatur pomiędzy czynnikami roboczymi od strony wylotu dodatkowej sprężarki $\Delta T_{ww}=t_9-t_7$, czyli na wyjściu z wymiennika W1 lub na wejściu do wymiennika W2 ulega zmianie. Wartość ΔT_{ww} zawiera się w dużym przedziale od kilku do kilkuset stopni (Tabela 1 i 2), ale zgodnie z przyjętym założeniem do ostatecznej analizy na wykresach brano pod uwagę $\Delta T_{ww} \geq 30$ K. Wartość ΔT_{ww} jest silnie uzależniona od ciśnienia upustu p_u oraz strumienia masy spalin z upustu $\dot{m}_u$ i przyjmuje wysokie warto-

ści w zakresie niższych wartości ciśnień upustów p_u i strumieni masowych $\dot{m}_u$ w upustach z turbiny. Kolejnym parametrem brany pod uwagę jest temperatura czynnika przed komorą spalania $t_{pcc}=t_{10}$, czyli bezpośrednio za wymiennikiem regeneracyjnym W2. W obliczeniach zadawano różne wartości ciśnienia p_u i strumienia masy spalin z upustu $\dot{m}_u$ tak, aby znaleźć maksymalną sprawność elektryczną η_{el} obiegu ciepłego. Przykładowe wyniki obliczeń obiegu ciepłego EC I przy zastosowaniu idei Szewałskiego zestawiono

w tabelach 1 i 2. Wyniki te dotyczą ciśnień w upuście równych odpowiednio $p_u=14,944$ bar i $p_u=7,345$ bar

[18]. Należy dodać w tym miejscu, iż ciśnienie na dolocie do turbiny wynosi 16,1 bar.

Tabela 1

Przykładowe wyniki obliczeń analizy obiegu cieplnego EC I przy zastosowaniu idei Szewalskiego dla ciśnienia w upuście $p_u=14,944$ bar

Parametr	Jednostka	Wartość parametru przy ciśnieniu upustu $p_u=14,944$ bar										
$\dot{m}_u$	kg/s	12,5	25,0	37,5	50,0	62,5	75,0	80,0	82,0	87,5	100,0	112,5
$\dot{m}_f$	kg/s	7,75	7,18	6,61	6,04	5,47	4,90	4,68	4,58	4,34	3,77	3,20
N_{el}^*	MWe	50,56	46,92	43,22	39,57	35,93	32,28	30,82	30,23	28,63	24,98	21,34
η_{el}^*	%	34,35	34,39	34,44	34,50	34,57	34,65	34,69	34,71	34,76	34,91	35,10
ΔT_{ww}	K	505	230	134	87	58	39	34	30	25	15	7
$t_{pCC}=t_{10}$	°C	438,76	494,36	548,67	601,66	653,47	704,11	724,02	731,94	753,66	802,14	849,77
$\dot{m}_s$	kg/s	21,50	19,90	18,30	16,72	15,10	13,50	12,90	12,65	11,95	10,35	8,77
N_{elS}	MWe	10,20	9,44	8,68	7,93	7,16	6,40	6,11	6,00	5,66	4,90	4,15
N_{el}	MWe	60,76	56,36	51,90	47,50	43,09	38,68	36,93	36,23	34,30	29,89	25,49
η_{el}	%	41,28	41,31	41,35	41,41	41,46	41,52	41,58	41,59	41,64	41,76	41,93
CO_2	kg/MWh	493,01	490,46	488,07	484,81	481,08	476,38	473,93	472,96	470,12	462,33	451,68
NO_x	kg/MWh	0,3475	0,3731	0,4034	0,4383	0,4801	0,5304	0,5534	0,5632	0,5920	0,6700	0,7705

Tabela 2

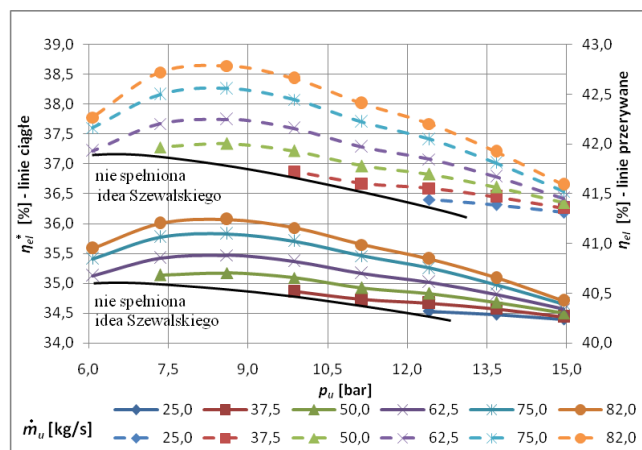
Przykładowe wyniki obliczeń analizy obiegu cieplnego EC I przy zastosowaniu idei Szewalskiego dla ciśnienia w upuście $p_u=7,345$ bar

Parametr	Jednostka	Wartość parametru przy ciśnieniu upustu $p_u=7,345$ bar					
$\dot{m}_u$	kg/s	50,0	62,5	75,0	80,0	82,0	87,5
$\dot{m}_f$	kg/s	6,11	5,56	5,01	4,79	4,70	4,45
N_{el}^*	MWe	40,77	37,40	34,02	32,67	32,13	30,64
η_{el}^*	%	35,14	35,42	35,77	35,93	36,00	36,21
ΔT_{ww}	K	272	150	66	40	30	7
$t_{pCC}=t_{10}$	°C	595,69	646,13	695,46	714,92	722,66	743,74
$\dot{m}_s$	kg/s	16,72	15,10	13,50	12,90	12,65	11,95
N_{elS}	MWe	7,93	7,16	6,40	6,11	6,00	5,66
N_{el}	MWe	48,70	44,55	40,42	38,79	38,13	36,31
η_{el}	%	41,97	42,20	42,50	42,66	42,72	42,90
CO_2	kg/MWh	478,28	472,49	465,34	461,80	460,35	456,19
NO_x	kg/MWh	0.4275	0.4642	0.5075	0.5268	0.5350	0.5591

Pod wpływem zwiększania strumienia masy spalin pobieranych z upustu $\dot{m}_u$ zmienia się strumień masy spalin $\dot{m}_{ex}$ przepływających wpierw przez końcowe stopnie turbiny i dalej przez kocioł odzyskowy. Zmniejszenie strumienia masy spalin $\dot{m}_{ex}$ o wartość masowego strumienia upustu $\dot{m}_u$ w kotle powoduje zmniejszenie wielkości strumienia masowego wyprodukowanej pary $\dot{m}_s$. W obu przypadkach maleje moc elektryczna najpierw części gazowej N_{el}^* , a dalej części parowej N_{elS} . Przy analizie części parowej zachowano takie same różnice temperatur $\Delta T_k=8$ K między czynnikami jak dla pracy kotła w warunkach nominalnych. Zmianie podlegał wyłącznie strumień masowy czynników przepływających przez kolejne wymienniki ciepła. Porównując wyniki obliczeń

przedstawione w tabelach 1 i 2, zauważyć można, że wraz ze spadkiem wartości ciśnienia w upuście p_u maleje zakres możliwych do zastosowania strumieni masowych spalin pobieranych w upuście $\dot{m}_u$. W przypadku małych strumieni masowych dzieje się tak, ponieważ gorący czynnik - spaliny nie są w stanie nagrzać do odpowiedniej temperatury czynnika chłodnego tj. powietrza. Podgrzane w wymienniku regeneracyjnym powietrze posiada temperaturę niższą niż gazy opuszczające dodatkową sprężarkę. Zatem nie ma możliwości spełnienia idei Szewalskiego, której jednym z warunków był dzielony wymiennik ciepła i osiągnięcia przez te gazy tych samych parametrów termodynamicznych w punkcie 9, czyli w miejscu podziału wymiennika (rys.1, rys.2, rys.4). Z kolei przy zwiększaniu masowego strumienia upu-

stu $\dot{m}_u$ zmniejsza się różnica temperatur między czynnikami ΔT_{ww} w miejscu dzielenia wymiennika. I tak na przykład: dla $p_u = 7,345$ bar i $\dot{m}_u = 87,5$ kg/s $\Delta T_{ww} = 7$ K oraz dla $p_u = 14,944$ bar i $\dot{m}_u = 87,5$ kg/s $\Delta T_{ww} = 25$ K. Zatem dla dużych strumieni masy spalin w upuście ustalono graniczną wartość $\dot{m}_u = 82$ kg/s, dla którego $\Delta T_{ww} = 30$ K, jako minimalną wartość między czynnikiem grzanym o parametrach punktu 9, a spalinami, które go ogrzewają.



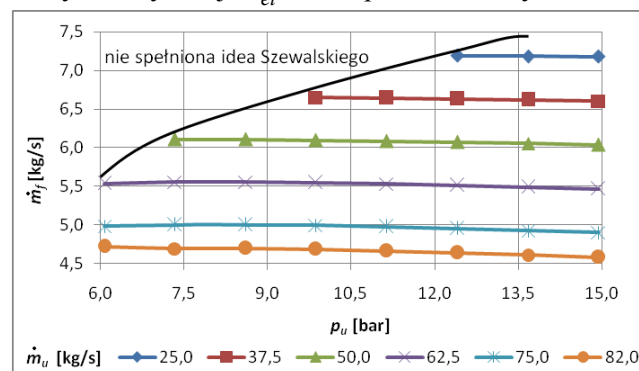
Rys. 5. Zmiana wartości sprawności turbiny gazowej GT8C η^* i sprawności całego bloku EC I η_{el} w zależności od ciśnienia p_u i strumienia masy spalin w upuście $\dot{m}_u$

Na rys.5 przedstawiono zmianę wartości sprawności elektrycznej turbiny gazowej η^* GT8C i całego bloku EC I η_{el} w zależności od ciśnienia p_u i strumienia masy spalin w upuście $\dot{m}_u$. Maksymalną sprawność elektryczną η_{el} , zarówno turbiny gazowej jak i całego bloku gazowo - parowego osiągnięto dla strumienia masy spalin w upuście równego $\dot{m}_u = 82$ kg/s i w zakresie ciśnień $p_u = 7,5 - 9,0$ bar.

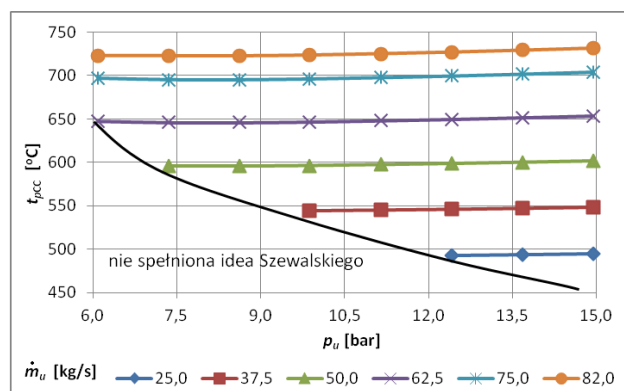
Natomiast, na rys.6 przedstawiono zmianę strumienia masy gazu $\dot{m}_f$ dostarczanego do komory spalania w zależności od strumienia masy spalin w upuście $\dot{m}_u$ i ciśnienia w upuście p_u . Generalnie, im większy jest strumień masy spalin z upustu $\dot{m}_u$ tym mniejszy jest strumień masy paliwa $\dot{m}_f$ wtryskiwanego do komory spalania, gdyż coraz gorętszy strumień masy czynnika dociera do komory spalania. Zależność temperatury przed komorą spalania $t_{pCC} = t_{10}$ (za wymiennikiem regeneracyjnym) przedstawiono na rys.7.

Na rys.8 i rys.9 przedstawiono, odpowiednio zależność mocy elektrycznej turbiny gazowej N_{el}^* i całego bloku gazowo - parowego N_{el} w funkcji ciśnienia p_u i strumienia masy z upustu $\dot{m}_u$. Zastosowanie idei Szewalskiego w turbinie gazowej, powoduje obniże-

nie mocy N_{el} turbosespołu. Analizując rys.8 należy stwierdzić, że wraz ze wzrostem strumienia masy upustu $\dot{m}_u$ maleje moc elektryczna N_{el}^* wytwarzana przez turbinę gazową. Dzieje się tak, gdyż coraz mniejszy strumień masy spalin $\dot{m}_{ex}$ przepływa przez część przepływową turbiny znajdującą się za upustem. Jak już wcześniej wspomniano zmniejszony strumień masy spalin $\dot{m}_{ex}$ trafia również do kotła odzyskowego, w którym następuje wytworzenie mniejszego strumienia pary $\dot{m}_s$, a co za tym idzie spadek mocy części parowej $N_{el}s$. Całkowity spadek mocy elektrycznej N_{el} bloku przedstawia rys.9.

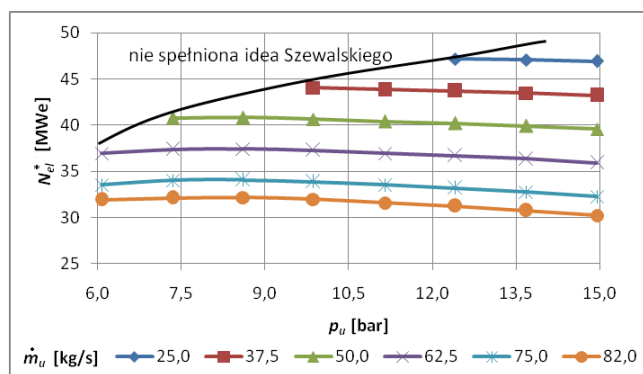


Rys. 6. Zmiana strumienia masy paliwa $\dot{m}_f$ dostarczanego do komory spalania w zależności od ciśnienia p_u i strumienia masy spalin w upuście $\dot{m}_u$

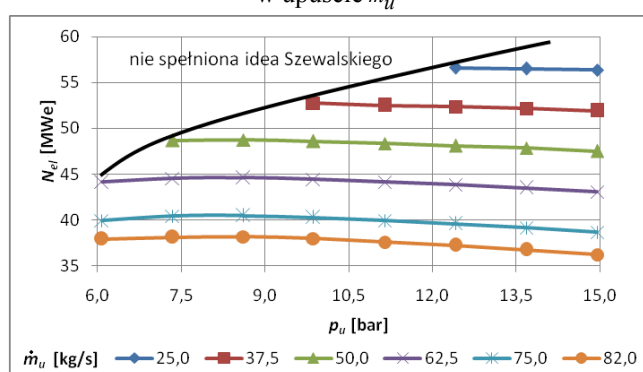


Rys. 7. Wartości temperatury czynnika przed komorą spalania t_{pCC} w zależności od ciśnienia p_u i strumienia masy spalin w upuście $\dot{m}_u$

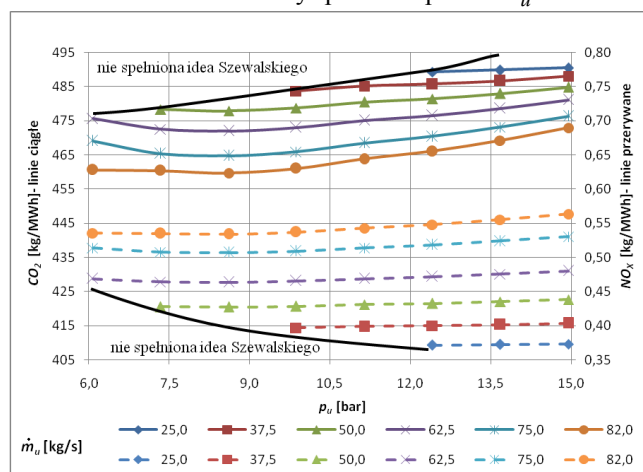
Z kolei na rys.10 przedstawiono emisję dwutlenku węgla CO_2 i emisję tlenków azotu NO_x (w kg/MWh w odniesieniu do mocy całego bloku gazowo - parowego) w funkcji ciśnienia spalin w upuście p_u i strumienia masy spalin pobieranych na upuście $\dot{m}_u$. Wielkość emisji dwutlenku węgla CO_2 maleje wraz ze wzrostem strumienia masy w upuście i osiąga minimum dla ciśnień w zakresie $p_u = 7,5 - 9$ bar. Z drugiej strony, emisja tlenków azotu NO_x rośnie wraz ze wzrostem strumienia masy spalin w upuście $\dot{m}_u$.



Rys. 8. Zmiany wartości mocy elektrycznej N_{el}^* turbiny GT8C w funkcji ciśnienia p_u i strumienia masy spalin w upuszcie $\dot{m}_u$



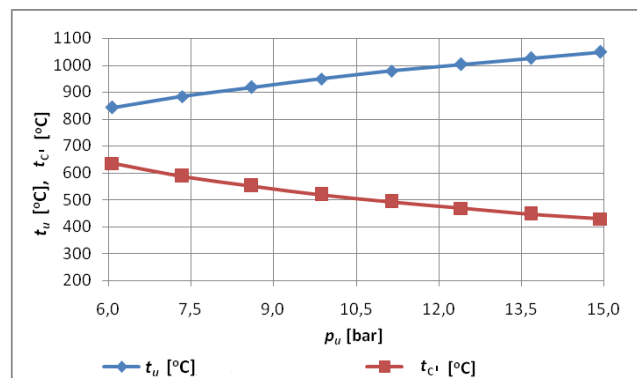
Rys. 9. Zmiany wartości mocy elektrycznej N_{el} bloku gazowo - parowego ECI w zależności od ciśnienia p_u i strumienia masy spalin w upuszcie $\dot{m}_u$



Rys. 10. Emisja dwutlenku węgla CO_2 i tlenków azotu NO_x w funkcji ciśnienia p_u i strumienia masy spalin w upuszcie $\dot{m}_u$

Na rys.11 przedstawiono zależność temperatury spalin w upuszcie t_u z turbiny gazowej GT8C i po sprężeniu w dodatkowej sprężarce t_c w zależności od ciśnienia spalin w upuszcie p_u . Obydwie temperatury są niezależne od strumieni masowych upustów $\dot{m}_u$, a zależą jedynie od procesu przebiegu ekspansji dla temperatury w upuszcie t_u i procesu sprężania w dodatkowej sprężarce dla temperatury za dodatkową sprężarką t_c . Zarówno jeden proces jak

i drugi ma ustaloną temperaturę początku przemiany politropowej, dla rozprężania jest to temperatura w komorze spalania $t_{III}=1100\text{ }^{\circ}\text{C}$, a dla kompresji temperatura po ochłodzeniu spalin w wymiennikach regeneracyjnych około $t_s=412\text{ }^{\circ}\text{C}$ [18].



Rys. 11. Temperatura czynnika w upuszcie t_u z turbiny gazowej GT8C i po sprężeniu w dodatkowej sprężarce t_c w zależności od ciśnienia spalin w upuszcie p_u

6. PODSUMOWANIE

Główne wnioski dotyczące modernizacji bloku gazowo - parowego wg idei Szewalskiego przedstawiono poniżej.

Maksymalną sprawność elektryczną, zarówno turbiny jak i całego bloku gazowo - parowego osiągnięto dla strumienia masy spalin w upuszcie $\dot{m}_u=82\text{ kg/s}$ i w zakresie ciśnień upustu $p_u=7,5 - 9,0\text{ bar}$.

Proponowane rozwiązanie zapewnia przyrost sprawności elektrycznej turbiny gazowej z $\eta_{el}^*=34,29\%$ do około $\eta_{el}=36\%$ oraz całego bloku gazowo - parowego z $\eta_{el}=41,21\%$ do około $\eta_{el}=42,8\%$.

Zastosowanie idei Szewalskiego powoduje spadek mocy elektrycznej N_{el} całego bloku gazowo - parowego. Rozwiązanie to może być wdrożone przy budowie od nowa całego turbozespołu. Modernizacja wymagałaby dużych kosztów zakupu dodatkowych wymienników i sprężarki oraz znacznych zmian w konstrukcji turbiny.

Proponowane rozwiązanie zapewnia spadek zużycia paliwa, co jest korzystne ze względu na fakt ciągłego zmniejszania się zasobów paliw kopalnych.

Zastosowanie idei Szewalskiego powoduje zmniejszenie emisji zanieczyszczeń dwutlenku węgla. Mimo wzrostu emisji tlenków azotu proponowane rozwiązanie będzie jak najbardziej korzystne po wprowadzeniu oksypalania. Brak azotu jako gazu inertnego zahamuje mechanizmy tworzenia NO_x [7].

LITERATURA

- [1] Badur J.: Rozwój pojęcia energii. IMP PAN Gdansk 2009.
- [2] Boyce M.P.: Gas turbine engineering handbook. Butterworth-Heinemann 2002.
- [3] Carapellucci R., Milazzo A.: Repowering combined cycle power plants by a modified STIG configuration. Energy Conversion and Management 2007, vol.48.
- [4] Cheng D.Y.: Regenerative parallel compound dual-fluid heat engine. US Patent 1978, no. 4128994.
- [5] Cheng D.Y.: The distinction between Cheng and STIG cycle. Proceedings of ASME EXPO 2006, GT-2006-90382.
- [6] Chmielniak T.: Technologie energetyczne. WNT Warszawa 2008.
- [7] Jarociński J.: Techniki czystego spalania. WNT Warszawa 1996.
- [8] Jesionek K., Chrzczonowski A., Badur J., Lemański M.: Analiza parametryczna pracy zaawansowanego obiegu Chenga. Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej, Politechnika Śląska 2004, vol.23.
- [9] Jonson M., Yan J.: Humidified gas turbine - a review of proposed and implemented cycles. Energy 2005, vol. 30.
- [10] Pawlik M., Kotlicki T.: Układy gazowo - parowe w energetyce. Konferencja „Elektrownie ciepłe”, Słok 2001.
- [11] Pawlik M., Strzelczyk F.: Elektrownie. WNT Warszawa 2009.
- [12] Poullikkas, A.: An overview of current and future sustainable gas turbine technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2005, vol.9.
- [13] Skorek J., Kalina J.: Gazowe układy kogeneracyjne. WNT Warszawa 2005.
- [14] Szewalski R.: Sposób podwyższania sprawności obiegu energetycznego turbiny gazowej. Opis patentowy 77 154, 1973.
- [15] Topolski J., Lemański M., Badur J.: Model matematyczny wysokotemperaturowego ogniwa paliwowego SOFC w kodzie COM-GAS. Konferencja „Problemy badawcze Energetyki Ciepłej 2003, Warszawa.
- [16] Wołoncewicz Z., Buraczewski J.: Doświadczenia z eksploatacji bloku gazowo - parowego w EC Gorzów S.A. 1999-2003. Konferencja Elektrownie i elektrociepłownie gazowe i gazowo - parowe 2003.
- [17] Ziółkowski P., Lemański M., Badur J., Nastalek L.: Power augmentation of PGE Gorzów's gas turbine by steam injection – thermodynamic overview. Rynek Energii 2012 nr 1, vol 98.
- [18] Ziółkowski P.: Analiza numeryczna parametrów eksploatacyjnych obiegu cieplnego elektrociepłowni EC Gorzów przed i po modernizacji. Praca magisterska 2011, Politechnika Gdańska.
- [19] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/75/UE z dnia 24 listopada 2010 w sprawie emisji przemysłowych, Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej L334/17, 17.12.2010.
- [20] <http://www.ecgorzow.pgegiel.pl>

Autorzy dziękują Dr Michałowi Karczowi z IMP PAN w Gdańsku za jego wsparcie naukowe i rady w trakcie przygotowania artykułu

INCREASE EFFICIENCY GAS TURBINE BY USE THE SZEWALSKI IDEA

Key words: Szewalski idea, gas turbine, efficiency increase, combined cycle, recuperation

Summary. The modernization of the GT8C gas turbine into Szewalski cycle has been presented in the paper. The Szewalski idea is based on the exhaust gases extraction from gas turbine for air preheating before it enters the combustion chamber. The extracted gas transfers heat to air via the regenerative heat exchanger. Such modification leads to the cycle efficiency increase. Simultaneously amount of fuel burned in the combustion chamber decrease. The numerical analysis of thermal cycles, before and after the modification, has been carried out by means of an *in-house* COM-GAS code and Aspen Plus commercial package. Thermodynamic analysis has been performed assuming parameters characteristic for PGE Gorzow combined power plant.

Janusz Badur, Prof. dr hab. inż., kierownik Zakładu Konwersji Energii, Ośrodek Termomechaniki Płynów, Instytut Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego PAN

Marcin Lemański, dr inż., Główny Specjalista ds. Rozwoju Centrum Inwestycji, Energa SA Departament Programowania Inwestycji

Witold Zakrzewski, mgr inż., asystent, Zakład Konwersji Energii, Ośrodek Termomechaniki Płynów, Instytut Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego PAN

Paweł Ziółkowski, mgr inż., specjalista, Zakład Konwersji Energii, Ośrodek Termomechaniki Płynów, Instytut Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego PAN