

Tomasz KOWALCZYK¹
Jerzy GŁUCH²
Janusz BADUR³
Paweł ZIÓŁKOWSKI⁴

ANALIZA TECHNICZNO-ENERGETYCZNA PREFEROWANYCH OBIEGÓW TERMODYNAMICZNYCH MOBILNYCH WYSOKOTEMPERATUROWYCH SIŁOWNI JĄDROWYCH

Artykuł przedstawia analizę techniczno-energetyczną możliwości współpracy preferowanych obiegów turbin ciepłych dużej mocy z wysokotemperaturowym reaktorem jądrowym chłodzonym helem w zastosowaniach mobilnych. Reaktory jądrowe wysokotemperaturowe (HTR) stwarzają możliwość podnoszenia parametrów obiegów parowych do poziomu bloków nadkrytycznych, jak również zastosowania obiegu Joule'a-Braytona w energetyce jądrowej. W miarę zaostrzania norm emisji energetyka jądrowa w tym ujęciu może stanowić realną alternatywę ekonomiczną dla silników ciepłych zasilanych paliwami kopalnymi. Z punktu widzenia termodynamicznego, ekonomicznego i ekologicznego stosowanie obiegów ciepłych opartych o reaktory HTR jest zabiegiem korzystnym.

Słowa kluczowe: siłownie okrętowe, obiegi parowe, obiegi gazowe, reaktory jądrowe

1. Wprowadzenie

Cechą reaktorów wysokotemperaturowych jest możliwość uzyskania parametrów nadkrytycznych obiegów parowych, lub wykorzystania gorącego gazu chłodzącego reaktor bezpośrednio w zamkniętym obiegu Joule'a-

¹ Autor do korespondencji: Tomasz Kowalczyk, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, ul. Fiszer 14 80-231 Gdańsk, tel. 58 6995 225, e-mail: tomasz.kowalczyk@imp.gda.pl

² Jerzy Głuch, Politechnika Gdańska, ul. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk, e-mail: jgluch@pg.gda.pl

³ Janusz Badur, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, ul. Fiszer 14 80-231 Gdańsk, e-mail: janusz.badur@imp.gda.pl

⁴ Paweł Ziółkowski, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, ul. Fiszer 14 80-231 Gdańsk, e-mail: pawel.ziolkowski@imp.gda.pl

Brayton'a, a nawet w obiegach gazowo-parowych [4,6]. Zastosowanie helu jako chłodziwa posiada wiele zalet. Jest to gaz szlachetny, który nie ulega aktywizacji radioaktywnej. W razie rozszczelnienia zbiornika reaktora wyciek chłodziwa nie stanowi zagrożenia dla ludzi i środowiska. Dodatkowo ciepło właściwe helu wynosi aż $5,193 \text{ kJ}/(\text{kg} * \text{K})$. Zastosowanie go w wytwornicach pary lub wymiennikach ciepła kilkukrotnie zmniejsza ich wymiary w porównaniu do kotłów parowych i chłodziw stosowanych w siłowniach turbospalinowych. Mniejszy strumień masowy chłodziwa pozwala znacząco zmniejszyć moc potrzebną do napędu dmuchaw pętli chłodniczej reaktora [6], a z uwagi na niskie ciśnienie chłodziwa ściany reaktora mogą być grubości rzędu zaledwie 50mm [4].

2. Zmienne warunki ruchu

Istotną cechą siłowni mobilnych jest konieczność pracy w silnie zmiennych warunkach ruchu. Moc generowana w okrętowych turbinach parowych regulowana jest przeważnie za pomocą regulacji dławieniowej. Nie jest to regulacja pożądana z ekonomicznego punktu widzenia, ponieważ wprowadza straty energii przy dławieniu pary. Natomiast pozwala regulować mocą turbiny w szerokim zakresie bez zmian rozkładów temperatury w kadłubie turbiny i upustach pary. Jest to regulacja pozwalająca manewrować okrętem. Natomiast przy regulacji mocy w dłuższych okresach czasu, np. przy ustaleniu danej prędkości okrętu stosuje się regulację poślizgową. Polega ona na regulacji ilości wytwarzanej pary poprzez zmianę strumienia energii dostarczanej w paliwie. Reaktory HTR doskonale nadają się do dynamicznej regulacji poślizgowej. Regulacja obiegu gazowego polega jedynie na zmianie ciśnienia helu w obiegu roboczym, co zmienia jego gęstość, a zatem i strumień masy, efektem czego jest zmiana moc turbiny gazowej. Ważne jest to, że rozkład temperatur i prędkości w kanałach przepływowych jest stały, a więc sprawność wewnętrzna turbiny i całego obiegu jest stała.

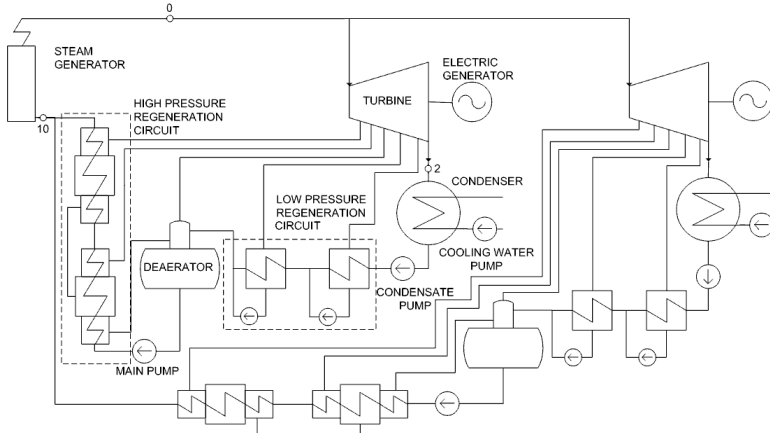
3. Warunki analizy

Analizę preferowanych obiegów termodynamicznych dla mobilnych reaktorów HTR w turbinowych siłowniach okrętowych przeprowadzono na dwóch obiegach turboparowych i jednym turbogazowym. Pierwszy z nich (nazywany dalej układem bliźniaczym) składa się z dwóch identycznych i niezależnych turbosespołów wyposażonych w regeneracyjny podgrzew wody zasilającej. Jego schemat termodynamiczny przedstawiono na rys. 1. Drugi obieg (rys. 2) składa się z turbosespołu z przegrzewem międzystopniowym oraz regeneracyjnym podgrzew wody zasilającej.



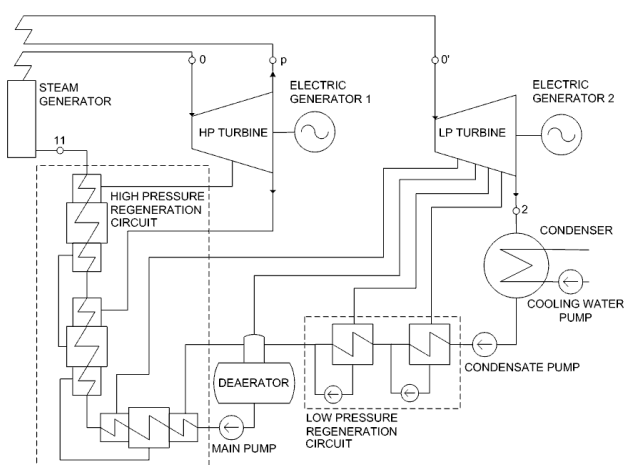
Zasadniczą różnicą między tymi obiegami jest rozdział mocy pomiędzy turbiny napędowe. Mianowicie w układzie bliźniaczym możliwe jest uzyskanie pełnej sprawności termodynamicznej siłowni zarówno przy obciążeniu znamionowym jak i przy obciążeniu równym połowie mocy znamionowej. Odbywa się to kosztem maksymalnej sprawności termodynamicznej, która jest wyższa w przypadku zastosowania wtórnego przegrzewu pary.

Parametry pary świeżej oraz przegrzewu i kondensatora dobrano na podstawie literatury na poziomie współczesnych parowych siłowni okrętowych [7] i przedstawiono w tabeli 1. Zarówno temperatury jak i ciśnienia górnego i dolnego źródła ciepła zostały dobrane dla obu obiegów na tym samym poziomie.



Rys. 1. Schemat termodynamiczny obiegu parowego układu „bliźniaczego”

Fig. 1. Thermodynamic system of the twin steam cycle



Rys. 2. Schemat termodynamiczny obiegu parowego z wtórnym przegrzewem pary

Fig. 2. Thermodynamic scheme of steam cycle with steam reheat

Tabela 1 Parametry pary w charakterystycznych punktach proponowanych obiegów parowych

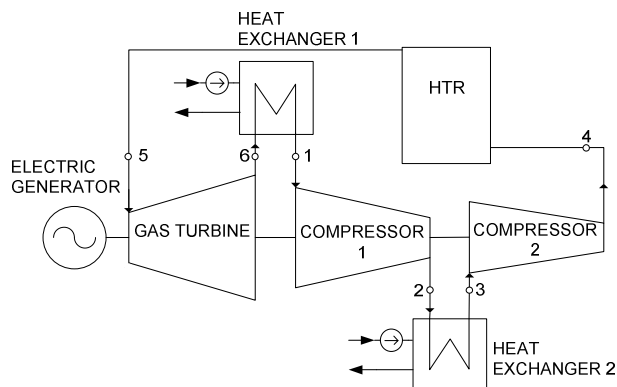
Table 1. Steam parameters in characteristic points of proposed steam cycles

| Parametr | Symbol | Jednostka | Obieg z przegrzewem międzystopniowym | Obieg „bliźniaczy” |
|---|--------|-----------|--------------------------------------|--------------------|
| Temperatura pary świeżej | t_0 | °C | 535 | 535 |
| Ciśnienie pary świeżej | p_0 | bar | 100 | 100 |
| Temperatura pary z przegrzewu międzystopniowego | t_0' | °C | 535 | - |
| Ciśnienie pary z przegrzewu międzystopniowego | p_0' | bar | 18 | - |
| Ciśnienie w kondensatorze | p_2 | bar | 0,05 | 0,05 |
| Ilość wymienników regeneracyjnych | - | - | 5 | 4 |

Obieg z przegrzewem międzystopniowym posiada o trzy wymienniki regeneracyjne mniej, jednak odpowiednie parametry wymiany ciepła zapewniają zbliżonej powierzchni wymiany ciepła w obu siłowniach. Założenie zbliżonych wymiarów i mas proponowanych siłowni umożliwia dokładniejsze ich porównanie. Na zapotrzebowanie własne siłowni składają się: napęd pompy skroplin i wody zasilającej oraz dmuchaw helu chłodzących reaktor, pominięto napęd pomp wody chłodzącej kondensator.

Zaletą powyższych rozwiązań jest możliwość uzyskania mocy częściowej w przypadku awarii jednego z turbozespołów. W przypadku obiegu „bliźniaczego” można odłączyć jeden z turbozespołów za pomocą zaworu szybkozamykającego, którego podstawową funkcją jest zabezpieczenie turbiny przed rozbiegiem ponad dopuszczalną prędkość obrotową. W przypadku obiegu z przegrzewem międzystopniowym możliwe jest utrzymanie ruchu turbiny wysokoprężnej lub niskoprężnej za pomocą stacji redukcyjno-schładzających, które dostosowuje parametry pary do wymagań turbiny niskoprężnej lub kondensatora.

Trzecim z proponowanych obiegów termodynamicznych jest zamkniętym obiegiem Joule'a-Brayrona, w którym czynnikiem roboczym jest hel chłodzący reaktor jądrowy. Schemat termodynamiczny tego obiegu przedstawia rys. 3. Podstawową cechą odróżniającą ten obieg od poprzednich jest bezpośrednie wykorzystanie chłodziwa reaktora jako czynnika roboczego. W ten sposób można zrezygnować z wytwornicy pary, pomp zasilających. Rolę dmuchaw helu przejmują sprężarki, a wymienników regeneracyjnych, odgazowywacza i skraplacza dwie chłodnice helu. Obieg taki współpracujący z jednym reaktorem powinien być co najmniej zdublowany. Zapewnia to redundancje napędu okrętu (jak ma to miejsce w opisanym wcześniej obiegach parowych) oraz chłodzenia reaktora. Parametry helu w punktach charakterystycznych obiegu przedstawiono w tabeli 2.



Rys. 3. Schemat termodynamiczny obiegu gazowego

Fig. 3. The thermodynamic scheme of gas cycle

Tabela 2 Parametry helu w charakterystycznych punktach proponowanego obiegu gazowego

Table 2 Helium parameters in characteristic points of proposed gas cycle

| Parametr | Symbol | Jednostka | Obieg z przegrzewem międzystopniowym |
|---------------------------------|--------|-----------|--------------------------------------|
| Temperatura helu za chłodnicą 1 | t_1 | K | 300 |
| Ciśnienie helu za chłodnicą 1 | p_1 | bar | 50 |
| Temperatura helu za sprężarką 1 | t_2 | K | 407 |
| Ciśnienie helu za sprężarką 1 | p_2 | bar | 100 |
| Temperatura helu za chłodnicą 1 | t_3 | K | 300 |
| Ciśnienie helu za chłodnicą 1 | p_3 | bar | 100 |
| Temperatura helu za sprężarką 2 | t_4 | K | 651 |
| Ciśnienie helu za sprężarką 2 | p_4 | bar | 633 |
| Temperatura helu za reaktorem | t_5 | K | 1223 |
| Ciśnienie helu za reaktorem | p_5 | bar | 51 |
| Temperatura helu za turbiną | t_6 | K | 549 |
| Ciśnienie helu za turbiną | p_6 | bar | 53 |

Łatwy dostęp do chłodnej wody zaburtowej umożliwia osiągnięcie niskich temperatur w chłodnicach helu. Prowadzi to do uzyskania niższej pracy jednostkowej obu sprężarek. Ponadto wysokotemperaturowe ciepło mogłoby pokrywać potrzeby własne okrętu.

W obu modelach przyjęto straty ciśnienia w wymiennikach ciepła równe 0,05, sprawność generatorów 0,98, sprawność mechaniczną turbin 0,99, sprawność adiabatyczną turbiny parowej wysokoprężnej 0,87 i niskoprężnej 0,92, sprawność adiabatyczną pomp wody 0,85, dmuchaw helu 0,80, sprężarek 0,90 i turbiny gazowej 0,92. Pominięto straty ciśnienia i ciepła w wytwornicy pary oraz straty ciepła w reaktorze i wymiennikach ciepła. Przyjęto niewielkie spadki

temperatur na wybranych rurociągach i lokalne straty ciśnień na zaworach szybkozamykających.

4. Wyniki analizy obiegów termodynamicznych

Wyniki obliczeń - moc termiczną reaktora, moc elektryczną netto siłowni, masowe strumienie masy czynników roboczych i sprawność elektryczną netto porównywanych siłowni przedstawiono w tabeli 3. Wszystkie obliczenia zostały przeprowadzone w ustalonych warunkach ruchu dla obciążenia znamionowego.

Tabela 3 Wybrane parametry siłowni w znamionowych warunkach ruchu dla jednakowej mocy użytecznej turbin mierzonej na wałach, równej 50MW

Table 3 Selected parameters of the steam electric power station in nominal conditions for identical effective power of the turbines equals of 50MW measured on the shafts

| Parametr | Symbol i jednostka | Obieg z przegrzewem międzystopniowym | Obieg „bliźniaczy” | Obieg gazowy |
|-----------------------------------|------------------------------------|--------------------------------------|--------------------|--------------|
| Moc termiczna reaktora | \dot{Q}_R [MWt] | 112,40 | 120,41 | 137,18 |
| Moc elektryczna netto siłowni | N_{netto} [MWe] | 47,21 | 46,96 | 50,00 |
| Masowy strumień pary świeżej/helu | m $\left[\frac{kg}{s}\right]$ | 38,31 | 44,67 | 53,37 |
| Sprawność netto siłowni | η_{netto} [-] | 0,42 | 0,39 | 0,36 |

Dobór stosunkowo niskiego ciśnienia pary świeżej w obiegach parowych spowodowany jest wzrostem naprężeń mechanicznych w zmiennych warunkach ruchu siłowni wraz ze wzrostem ciśnienia. Ponadto wyznaczono, że podniesienie ciśnienia pary świeżej o 50%, tj. ze 100 do 150 barów podnosi sprawność elektryczną netto siłowni z 41,9% do 43,4% w przypadku obiegu z przegrzewem międzystopniowym i z 39,2% do 40,4% dla obiegu „bliźniaczego”. Bardziej pożądane z termodynamicznego punktu widzenia jest podniesienie temperatury pary świeżej. Jednak zabieg ten znacząco podnosi koszty produkcji siłowni ze względu na konieczność stosowania stali żaroodpornych o strukturze austenitycznych [7]. Dodatkowo wyższe temperatury pary powodują występowanie większych naprężeń termicznych w zmiennych warunkach ruchu.

W przypadku obiegu gazowego, znaczący wpływ na sprawność obiegu mają straty układu przepływowego turbiny. Podnosząc sprawność adiabaticzną turbina gazowej o 1 punkt procentowy otrzymujemy wzrost sprawności obiegu na o 1,6 pp. Dla porównania poprawa sprawności wewnętrznej układu łopatk-



wego kompresora o 1pp. podnosi sprawność całego obiegu o 0,8 pp., turbiny parowej niskoprężnej o 0,33 pp., a części wysokoprężnej o 0,08 pp.

5. Wnioski końcowe

Analiza proponowanych obiegów termodynamicznych wykazała różnice w osiągniętych sprawnościach konwersji energii. Wynika to z różnych sprawności termodynamicznych obiegów oraz różnych mocy zapotrzebowania własnego (pompy i dmuchaw). Natomiast ważnym wnioskiem płynącym z przeprowadzonych obliczeń jest stosunek osiągniętych sprawności do stopnia skomplikowania obiegów. Obieg gazowy wymaga minimalnej ilości urządzeń pomocniczych i nie posiada wytłornicy pary. Wszystkie obiegi w przybliżeniu wymieniają tę samą ilość ciepła w wymiennikach, tj. ok. 80MW.

Wysokosprawne obiegi termodynamiczne w połączeniu ze źródłem energii jądrowej umożliwiają zrezygnowanie ze stosowania prędkości ekonomicznych, co stwarza dodatkowe zalety dla armatorów. W takim przypadku obieg parowy z wtórnym przegrzewem pary, który zapewnia najwyższą sprawność konwersji energii, najlepiej sprawdzałby się na dużych okrętach towarowych pływających na trasach międzykontynentalnych. Natomiast w przypadku dużych okrętów pasażerskich, których siłownie rzadko kiedy eksploatowane są w warunkach znamionowych najatrakcyjniejsze mogą okazać się zamknięte obiegi gazowe. Zapewniają one najniższą sprawność konwersji energii w warunkach znamionowych z rozważanych obiegów (choć i tak jest ona wyższa niż we współczesnych siłowniach z reaktorami PWR) jednak charakteryzują się jej stałą wartością przy obciążeniach częściowych, co jest niespotykaną cechą wśród silników spalinowych.

Idea zastosowania reaktorów wysokotemperaturowych, moderowanych grafitem i chłodzonych helem, eliminuje wady eksploatacyjne współczesnych okrętowych siłowni jądrowych. Podnosząc ich parametry ponad parametry współczesnych konwencjonalnych parowych siłowni okrętowych. Zastosowanie reaktorów HTR poprawia zatem rentowności jądrowych siłowni okrętowych w stosunku do stosowanych obecnie reaktorów PWR, podnosi ich bezpieczeństwo i zmniejsza negatywny wpływ na środowisko. Wszystkie te cechy sprawiają, że zastosowanie reaktorów wysokotemperaturowych mogłoby doprowadzić do rozpowszechnienia energetyki jądrowej w okrętownictwie cywilnym.

Literatura

- [1] Badur J.: Modelowanie zrównoważonego spalania w turbinach gazowych, Wyd. IMP PAN, Gdańsk 2003.
- [2] Błaszczak A., Głuch J., Gardzielewicz A.: Operating and economic conditions of cooling water control for marine steam turbine condenser, Polish Maritime Research, 3 (2011) 48-54.

- [3] Dzida M., Mucharski J.: On the possible increasing of efficiency of ship power plant with the system combined of marine diesel engine, gas turbine and steam turbine in case of main engine cooperation with the gas turbine fed in parallel and the steam turbine, Polish Maritime Research, 2 (2009) 40-44.
- [4] Jezierski G: Elektrownia jądrowa a konwencjonalna, Energetyka Ciepłota Zawodowa, 10 (2009) 41-50.
- [5] Kubowski J.: Problemy współpracy elektrowni jądrowych z systemem elektroenergetycznym, Elektroenergetyka, 4 (2010) 218-221.
- [6] Przybylski M., Głuch J.: Selected design and construction aspects of supercritical steam generators for high temperature reactors, Arch. Energetics, 2 (2012) 113-120.
- [7] Perycz S.: Turbiny parowe i gazowe, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1988.

TECHNICAL ANALYSIS OF THE PREFERRED THERMODYNAMIC CYCLES OF MOBILE HIGH TEMPERATURE NUCLEAR POWER PLANTS

Summary

The paper presents technical analysis of the possibility of cooperation of preferred thermodynamic cycles of large turbines with high temperature helium cooled nuclear reactors (HTR) in mobile applications. HTR reactors bring the possibility of the increase of live steam parameters in steam turbine cycle up to the supercritical point and also use Jule-Brayton thermodynamic cycle in the nuclear power engineering. Due to increasing environmental protection regulations the nuclear power engineering can become real alternative for engines powered by fossil fuels. From the thermodynamic, economic and ecological point of view the energy application of heat cycles based on HTR reactors is profitable.

Key words: marine power plants, steam cycles, gas cycles, nuclear reactor

DOI: 10.7862/rm.2014.4

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.06.2014

