

## MODEL KONDENSACYJNEGO BLOKU ENERGETYCZNEGO KLASY 800 MW Z WYKORZYSTANIEM APLIKACJI GateCycle™

MARCIN WOŁOWICZ, KRZYSZTOF BADYDA, JAROSŁAW MILEWSKI

*Instytut Techniki Ciepłej, Politechnika Warszawska*

*e-mail: marcin.wolowicz@itc.pw.edu.pl, krzysztof.badyda@itc.pw.edu.pl, jaroslaw.milewski@itc.pw.edu.pl*

**Streszczenie.** W pracy został zaprezentowany model kondensacyjnego bloku energetycznego klasy 800 MW. Przedstawiono założenia do budowy modelu matematycznego układu cieplnego oraz omówiono poszczególne grupy modeli cząstkowych (pojedynczych maszyn i urządzeń, np. turbina, wymiennik ciepła, itp. wchodzących w skład całego układu) wraz z ich parametrami i charakterystykami przyjętymi do zamodelowania.

### 1. WSTĘP

Zmniejszenie emisji gazów cieplarnianych jest jednym z najważniejszych celów działań podejmowanych przez Europę. Jedną z możliwości jest poprawa sprawności istniejących bloków energetycznych. W tym celu dokonuje się różnych modyfikacji. Niemożliwe jest przeprowadzenie badań na rzeczywistych obiektach. Każda ingerencja w zmianę struktury układu cieplnego jest zbyt kosztowna, dlatego w celu przeanalizowania różnych przypadków należy zbudować odpowiedni model bloku kondensacyjnego. Na podstawie takiego modelu będzie można badać wpływ zmian struktury układu cieplnego bądź jego wybranych parametrów na efekty energetyczne i ekologiczne, co jest celem tej pracy. W instalacjach technicznych, w tym energetycznych dużej mocy, modelowanie ma ogromne znaczenie. W procesach projektowania i eksploatacji instalacji energetycznych modele matematyczne stanowią podstawę przewidywania własności rzeczywistego obiektu, przebiegu i skutków analizowanych procesów [1, 2, 3, 4].

W badaniach wpływu zmian parametrów układu cieplnego bloków energetycznych zachodzi potrzeba prowadzenia wielokrotnych i pracochłonnych obliczeń bilansowych. Ma to miejsce w szczególności przy badaniu wpływu zmian schematu cieplnego układu. Przy wielowariantowych obliczeniach projektowych i symulacyjnych możliwa jest budowa własnych modeli matematycznych i procedur obliczeniowych. Jest to zwykle jednak zadanie czasochłonne, gdyż przy zmianach konfiguracji układu należy opracować kolejne modele matematyczne [5]. Przy rozbudowanych układach zwykle otrzymuje się skomplikowane układy równań, których rozwiązanie wymaga rozwiniętych metod numerycznych oraz odpowiedniego oprogramowania. Poza tym wymaga to od projektanta szerokiej wiedzy teoretycznej i praktycznej. Dlatego też korzysta się z wyspecjalizowanych programów komputerowych pozwalających na stosunkowo proste tworzenie modeli i wielowariantową analizę układów.

Model układu cieplnego opracowano za pomocą programu bilansowego GateCycle™, który ma zastosowanie w obliczeniach termodynamicznych układów energetycznych

w stanach ustalonych. Pozwala on na tworzenie modelu kompleksowego obiegu za pomocą gotowych elementów wymagających wcześniejszego skalibrowania (równania matematyczne przypisane są do poszczególnych elementów). Daje również możliwość wyboru różnych metod obliczeniowych poszczególnych urządzeń a analiza bilansowa substancji i energii uwzględnia rzeczywiste charakterystyki energetyczne urządzeń (dla stanów ustalonych).

## 2. MODEL UKŁADU CIEPLNEGO

### 2.1. Opis rozpatrywanego układu i założenia do budowy modelu

Większość parametrów niezbędnych do przeprowadzenia obliczeń bilansowych została przyjęta jak dla układu cieplnego bloku nadkrytycznego elektrowni Bełchatów II (tabela 1) oraz danych literaturowych [6]. Parametry, które nie są jednoznacznie określone w dostępnych materiałach źródłowych, zostały założone na podstawie danych zaczerpniętych z najnowocześniejszych istniejących na świecie obiektów tej klasy (szczególnie wysoko rozwiniętej, niskoemisyjnej energetyki węglowej Niemiec) oraz na podstawie doświadczenia autorów niniejszego artykułu.

Tabela 1. Podstawowe założenia do obliczeń

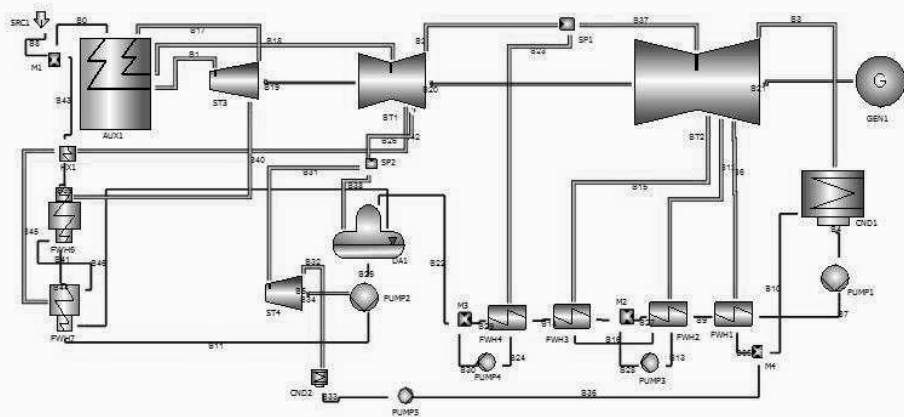
L.p.	Nazwa zakładanej wartości	Wartość
1.	Wydatek pary świeżej	644.09 kg/s
2.	Ciśnienie pary świeżej	252.28 bar
3.	Temperatura pary świeżej	550 °C
4.	Ciśnienie w skraplaczu	0.06 bar
5.	Ciśnienie na wylocie z części WP turbiny	5.144 bar
6.	Ciśnienie za pompą kondensatu	22 bar
7.	Ciśnienie za pompą wody zasilającej	328.99 bar
8.	Ciśnienie w upuście części NP turbiny	0.21 bar
9.	Min. różnica temp. na gorącym końcu wymiennika	2.9 K
10.	Przechłodzenie skroplin w wymienniku	5.0 K

Przyjęto układ referencyjny według schematu Bełchatów II. Składa się on z turbiny upustowo-kondensacyjnej, kotła, skraplacza, czterech podgrzewaczy regeneracyjnych niskoprężnych, dwóch podgrzewaczy regeneracyjnych wysokoprężnych, odgazowywacza, pompy kondensatu oraz pompy wody zasilającej. Turbina upustowo-kondensacyjna składa się z części wysokoprężnej WP (1 korpus jednowylotowy), części średnioprężnej SP (1 korpus dwuwylotowy), części niskoprężnej NP (3 korpusy dwuwylotowe). Jako że wszystkie 3 korpusy części NP turbiny mają identyczne parametry, do dalszych rozważań przyjęto część NP jako jeden korpus. Część WP turbiny zasilana jest parą świeżą bezpośrednio z kotła. Para wylotowa z części WP kierowana jest z powrotem do kotła (przegrzew wtórny) oraz do jednego z wymienników regeneracji wysokoprężnej w stosunku ok. 10/1. Część SP turbiny zasilana jest parą przegrzaną z przegrzewacza. Para wylotowa z części SP kierowana jest bezpośrednio do części NP oraz zasila jeden z wymienników regeneracji niskoprężnej. Część SP posiada dwa upusty. Jeden zasila odgazowywacz oraz turbinę napędzającą pompę wody zasilającej, a drugi chłodnicę pary jednego z wymienników regeneracji wysokoprężnej. Część NP turbiny (zasilana parą wylotową z części SP) posiada 3 upusty zasilające podgrzewacze regeneracyjne niskoprężne. Para wylotowa z części NP kierowana jest bezpośrednio do

skraplacza. Kocioł jest konstrukcji przepływowej na parametry nadkrytyczne. Wydajność maksymalna trwała pary świeżej wynosi 2400 t/h. Parametry pary świeżej to ok. 250 barów i 554 °C, a parametry pary wtórnej to ok. 54 barów i 582 °C. Zastosowano 3 podstawowe pompy: 1 pompę wody zasilającej oraz 2 pompy kondensatu. Pompa wody zasilającej napędzana jest turbiną parową zasilaną z upustu części SP turbozespołu. Turbina napędzająca pompę posiada własny skraplacz, z którego skropliny włączane są do skraplacza głównego. Pompa ta podnosi ciśnienie z ok. 11 barów do 329 barów. Pompy kondensatu napędzane są silnikami elektrycznymi. Podnoszą ciśnienie od 0.06 bara (ciśnienie w skraplaczu) do 22 barów. Moc tych pomp to ok. 1.1 MW. Występują jeszcze dwie pompy przetłaczające skropliny z wymienników regeneracyjnych. Ich moc to 0.06 MW i 0.1 MW. Układ posiada cztery wymienniki regeneracyjne niskopiężne oraz dwa wymienniki regeneracyjne wysokopiężne. Trzy wymienniki regeneracyjne niskopiężne zasilane są z upustów części NP turbiny, a jeden z upustu części SP turbiny. Z dwóch wymienników regeneracyjnych niskopiężnych skropliny odprowadzane są kaskadowo do poprzedniego wymiennika oraz odgazowywacza, a z pozostałych dwóch za pomocą pomp włączane są za wymiennik. Wymienniki regeneracyjne wysokopiężne zasilane są z upustów części WP oraz SP turbiny. Są one wyposażone w chłodnice pary oraz chłodnice skroplin, przy czym chłodnica pary wymiennika o niższych parametrach jest umiejscowiona za wymiennikiem o wyższych parametrach.

## 2.2. Tworzenie modelu układu cieplnego

Docelowy model układu cieplnego powstawał „krok po kroku”. Był on sukcesywnie uzupełniany o elementy (moduły) aż do powstania modelu układu najbardziej zbliżonego do tego typu istniejących na świecie obiektów.



Rys. 1. Model układu cieplnego bloku klasy 800 MW

W każdym kroku została określona konfiguracja układu oraz zostały wybrane moduły z bazy danych dostępnych urządzeń. Następnie określono wzajemne połączenia pomiędzy poszczególnymi elementami oraz zdefiniowano strumienie bilansowe. Kolejną czynnością było określenie danych technicznych poszczególnych urządzeń oraz wprowadzenie ograniczeń i zdefiniowanie metod obliczeniowych dla wybranych modułów.

### 3. TEORIA

Turbina parowa jest najważniejszym elementem modelu matematycznego siłowni cieplnej. Wymagane jest zatem, aby model tego urządzenia był możliwie dokładny i uwzględniał istotne zjawiska fizyczne. Bardzo ważne jest dość dokładne zamodelowanie turbiny, pozwalające na uzyskiwanie poprawnych wyników nie tylko przy pracy w obrębie punktu obliczeniowego, ale w szerokim zakresie obciążeń. W celu uzyskania charakterystyk pracy turbiny parowej w zmienionych warunkach, tj. pracy przy częściowym obciążeniu i/lub zmienionych parametrach termodynamicznych czynnika, pożądane jest niezależne podejście do wewnętrznych i zewnętrznych charakterystyk turbiny. Zewnętrzna charakterystyka turbiny odnosi się do zależności pomiędzy strumieniami pary a parametrami termodynamicznymi. Charakterystyka wewnętrzna odnosi się do zmiany sprawności związanej ze zmienionymi warunkami pracy turbiny.

Metodą stosowaną do wyznaczania sprawności modelowanych turbin parowych jest opracowana w USA metoda wykorzystująca dane doświadczalne oraz zależności teoretyczne, zwana metodą SCC [7] (nazwa pochodzi od nazwisk jej twórców: Spencer, Cotton, Cannon). Metoda ta jest zalecana przez American Society of Mechanical Engineering do obliczania sprawności turbin pracujących w konwencjonalnych elektrowniach. Ponieważ metoda SCC jest dziś wykorzystywana w komercyjnym oprogramowaniu, dostęp do szczegółowego opisu jest utrudniony.

Ogólne osiągi turbiny parowej zależą od osiągnięć poszczególnych stopni turbinowych czy sekcji turbiny. Osiągi te mogą być dobrze oszacowane na podstawie:

- sprawności izentropowej, wyznaczonej dla każdej sekcji turbiny na podstawie przepływu objętościowego, stosunku ciśnień, ciśnienia i temperatury początkowej oraz od konstrukcji stopnia regulacyjnego, jeśli występuje w danej sekcji,
- straty wylotowej,
- strat wynikających z przeciekania pary przez uszczelnienia i zawory,
- strat mechanicznych,
- strat powstałych w generatorze.

Metoda SCC uwzględnia również zmiany sprawności związane z postępującym po sobie zamykaniem zaworów regulacyjnych. Wykorzystywane są zależności opisujące zmieniający się stosunek ciśnień przed i za stopniem regulacyjnym w zależności od położenia zaworów. Brak jest jednak dokładnych informacji na ten temat.

### 4. WYNIKI OBLICZEŃ I WNIOSKI

Wyniki obliczeń numerycznych otrzymanych z programu GateCycle<sup>TM</sup> zostały porównane z danymi otrzymanymi od producentów i dostawców urządzeń oraz z układem zaprojektowanym przez firmę Alstom. Część z nich dla porównania została zestawiona w tabeli 2. Podane zostały również różnice procentowe pomiędzy wartościami referencyjnymi a obliczonymi.

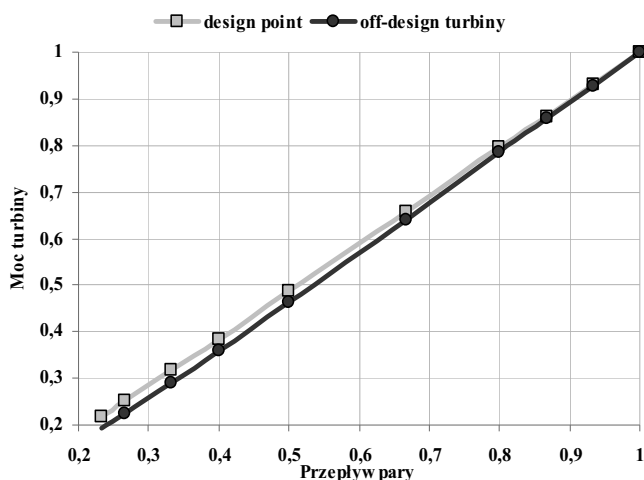
Tabela 2. Wybrane wartości referencyjne i obliczone oraz różnice między nimi

L.p.	Nazwa wartości	Wartość ref.	Wartość obl.	%
1.	Moc elektryczna brutto	858.3 MW	860.7 MW	0.28
2.	Moc turbopompy	27.12 MW	27.31 MW	0.72

3.	Temperatura wody zasilającej	277.8 °C	279.5 °C	0.61
4.	Temp. wody za pierwszym wym. reg.	58 °C	58.04 °C	0.069
5.	Temperatura skroplin	36.4 °C	36.18 °C	-0.6

Różnice pomiędzy wartościami referencyjnymi a obliczonymi, jak widać w tabeli 2, są niewielkie. Spowodowane są prawdopodobnie niedokładnością obliczeń oraz nieuwzględnieniem pewnych zjawisk występujących w rzeczywistym obiekcie, takich jak:

- straty przepływów w rurociągach,
- przecieki w turbinie,
- straty dławienia na zaworach,



Rys. 2. Zależność mocy turbiny od przepływu pary dla różnych wariantów obliczeń

Na rys. 2 zaprezentowana jest zależność mocy turbiny od przepływu pary. Linia jasnoniebieska (opisana jako design point) jest to aproksymacja wyliczonych wartości mocy turbiny w punktach konstrukcyjnych dla różnych wartości przepływu pary świeżej. Linia ciemnoniebieska (opisana jako off-design turbiny) jest to charakterystyka pracy turbiny w zmienionych warunkach. Jak widać na wykresie, sprawność turbiny w trybie off-design jest niższa niż w punkcie konstrukcyjnym. Model zbudowany na podstawie programu GateCycle™ odpowiada rzeczywistym charakterystykom grup stopni.

## LITERATURA

1. Badyda K.: Zagadnienia modelowania matematycznego instalacji energetycznych. Rozprawa habilitacyjna. Politechnika Warszawska 2001.
2. Niewiński G.: Badanie własności dynamicznych turbozespołu parowego dużej mocy. Praca doktorska. Politechnika Warszawska 2007.
3. Flynn D.(ed.): Thermal power plant simulation and control. London: The Institution of Electrical Engineers, 2003.

4. Niewiński G.: Model matematyczny turbozespołu parowego. „Modelowanie Inżynierskie” 2008, nr 36, s. 365-372.
5. Wybrane modele matematyczne w diagnostyce i symulacji procesów cieplno-przepływowych w instalacjach energetycznych – pod redakcją Rafała Laskowskiego i Janusza Lewandowskiego. Warszawa: Wyd. Nauk. Inst. Tech. Ekspł.- PIB, 2008.
6. Chmielniak T., Ziębik A.: Obiegi cieplne nadkrytycznych bloków węglowych. Gliwice: Wyd. Pol. Śl., 2010.
7. Spencer R.C., Cotton K.C. and Cannon C.N.: A method for predicting the performance of steam turbine generators - 16,500 kW and larger. Biul. Tech. firmy General Electric symbol GER-2007C, lipiec 1974.

## **MODEL OF 800 MW CONDENSATION POWER PLANT UNIT USING GateCycle™ APPLICATION**

Summary. The paper presents the model of 800 MW supercritical condensing power plant unit. The assumption for building a mathematical model of thermal system, and discusses the different groups of partial models (individual machines and equipment, such as turbine, heat exchanger, etc. which are part of the whole system), together with their parameters and characteristics adopted to model are presented. Model of thermal system was developed using the power plant design and simulation software (GateCycle™) allowing the creation of a comprehensive model of power plant cycle using ready-made elements that require prior calibration (equations are assigned to individual items). Target model of thermal system was built "step by step". The basic model was the simplest possible system, which was subsequently supplemented by the elements (modules) up to a model of the closest to these kind existing objects in the world. At each step the system configuration was determined and the modules have been selected from a database of available devices. Then, the inter-connection between the elements was defined and the balance streams were determined. The next step was to determine the technical data and limitations for each device and to define the calculation methods for selected modules.