

Zbigniew L. RATAJ

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
Politechnika Śląska, Gliwice

BADANIA DYNAMIKI I GRANICZNYCH STANÓW EKSPLOATACYJNYCH URZĄDZEŃ KOTŁOWYCH

Streszczenie. W artykule przedstawiono prace z zakresu opisu dynamiki kotłów z obiegiem naturalnym i kotłów przepływowych. Modele dynamiki charakteryzowały się różnym stopniem złożoności i przeznaczeniem. Umożliwiają one badanie stanów nieustalonych. Przedstawiono rozwiązania modeli w dziedzinie czasowej.

Opisano sposób wyznaczenia ekstremalnych stanów eksploatacyjnych (minimalnego i maksymalnego obciążenia bloku). Omówiono wpływ minimalnego i maksymalnego obciążenia bloku na warunki i parametry pracy kotła. Podano wskaźniki ekonomiczne pracy bloku i określono zmiany trwałości wybranych elementów kotła w wyniku eksploatacji z obciążeniami innymi niż obciążenie nominalne.

INVESTIGATIONS OF THE DYNAMIC BEHAVIOUR AND THE EXTREMAL OPERATIONAL STATES OF BOILERS

Summary. In this paper the different dynamic behaviour models of the boiler with natural circulation and once-through boiler has been described. Some of this models are simply or have distinguish by a very great complexity. Those models can be used at investigations of non-steady state of boilers and their parts. The solutions (dynamically responses) of those proposed models are in the time domain.

The method of estimation of the lowest possible and greatest loads of 200 MW generating units has been described. The influence of the lowest and the greatest load of monoblocks upon a conditions and an operation parameters of OP 650 boilers were discussed. The economical parameters as well as a range of the life time limits for the chosen boiler elements operated at a loads different from the base loads equal 200 MW has been reported.

UNTERSUCHUNGEN DES DYNAMISCHEN VERHALTENS UND DEN BETRIEBS- GRENZZUSTÄNDE VON KESSELN

Zusammenfassung. In diesem Aufsatz sind einige Modelle der dynamischen Eigenschaften nicht nur Dampfkesseln mit Naturumlauf als auch Durchlaufkesseln mit überlagertem Wasserumlauf beschrieben worden. Einige von diesen bearbeiteten Modelle sind sehr einfach, aber andere sind sehr kompliziert. Alle werden sich durch große Anwendungsbarkeit ausgezeichnet, und könnten in Untersuchungen eines nichtstationären Zustands genutzt werden.

Ein Verfahren der Ermittlung einer minimalen und maximalen Belastung des 200 MW- Blocks ist beschrieben worden. Der Einfluß minimaler und maximaler Belastungen des 200 MW- Blocks auf den Zustand und Dampfdaten des OP 650- Dampferzeugers ist besprochen worden. Lebensdauer einiger ausgewählten Kesselteilen, die mit Belastungen anderen als Grundbelastung aufgesetzt sind, wurde ermittelt.

1. Wprowadzenie

Kotły parowe i wodne jako urządzenia energetyczne podlegają różnym stanom eksploatacyjnym. Do podstawowych stanów należą: rozruch kotła, właściwa eksploatacja i wyłączenie kotła. Rozruch kotła i jego zatrzymanie są stanami dynamicznymi, czyli nieustalonymi. Szczególnie w kotłach przeznaczonych do pracy szczytowej i podszczytowej rozruch i wyłączenie kotła są częstymi stanami i wymagają odpowiedniej konstrukcji kotłów. Pomagają tutaj badania dynamiki kotłów.

W czasie eksploatacji właściwej wyróżniamy stany ustalone i nieustalone. Szczególnie interesujące są drugie, na ogół związane ze zmianami obciążeń czynnika roboczego. Zmiany obciążeń wynikają z konieczności równoważenia mocy cieplnej czynnika roboczego, wytwarzanej w kotle z mocą odbieraną. W stanach dynamicznych znamienne są szybkości zmian obciążeń, ciśnień i temperatur czynnika roboczego oraz temperatur metalu. Temperatury metalu nie mogą być dowolne, bowiem decydują o stateczności i stanie wytrzymałościowym elementów kotła.

Opisem zmian parametrów czynnika roboczego w czasie, jakie zachodzą w stanach nieustalonych, zajmuje się dynamika procesów. Podstawowym zadaniem modelowania i symulacji dynamiki elementów kotła jest uzyskanie informacji koniecznych do prawidłowego doboru struktury i układów regulacji poszczególnych torów kotła. Stawiane wymagania odnośnie do rozruchu, dopuszczalnych prędkości zmian mocy oraz związanych z tym gradientów temperaturowych wymagają także badań stanów dynamicznych.

Podczas eksploatacji bloków energetycznych występują dwa stany graniczne: minimalna i maksymalna moc kotła, turbiny oraz poszczególnych urzą-

dzeń (minimalne i maksymalne obciążenie). Badania przemysłowe takich stanów są niezbędne dla podjęcia decyzji strategicznych, mających określony wymiar ekonomiczny. Wymagają one długotrwałych obszernych procedur badawczych.

2. Podstawowe równania stanu nieustalonego oraz charakterystyka stosowanych modeli

Opis stanów procesów przepływowych i cieplnych zachodzących w elementach kotłów określają trzy podstawowe równania. Są to równania zachowania masy, pędu i energii. Równania te są uzupełniane równaniami stanu termodynamicznego czynnika i równaniami określającymi spadki ciśnienia czynnika przy przepływie oraz równaniem dynamiki ścianki. W większości przypadków badań stanu dynamicznego opis dotyczy modeli jednowymiarowych, czyli zmiana parametrów termodynamicznych czynnika roboczego zachodzi w czasie τ i wzdłuż wybranej współrzędnej – z . Stosuje się ponadto następujące założenia upraszczające:

- przewodzenie ciepła w czynniku roboczym w kierunku osiowym pomija się z uwagi na małą pojemność cieplną (para wodna),
- rozkład temperatury w rurach stanowiących elementy powierzchni ogrzewalnej kotła jest kołowo-symetryczny,
- wymiana ciepła w ściance i spadki ciśnienia przy przepływie opisane są równaniami kryterialnymi i empirycznymi.

Równanie ciągłości przepływu czynnika (zachowania materii)

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Równanie zachowania energii

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \left[\rho \left(u + \frac{1}{2} w^2 \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\rho w \left(u + \frac{1}{2} w^2 \right) \right] + \rho w g \sin \varphi + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = \frac{\dot{q} U}{A} \quad (2)$$

Równanie zachowania pędu

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial z} (\rho + \rho w^2) + \rho g \sin \varphi = \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_r \quad (3)$$

Równania stanu

$$i = i(p, t)$$

$$u = u(p, t) \quad (4)$$

$$\rho = \rho(p, t)$$

Spadek ciśnienia przy przepływie w rurze

$$\Delta p = \frac{\lambda_t}{d} \frac{\dot{m}^2}{2\rho A^2} z \quad (5)$$

Związek między entalpią i energią wewnętrzną $u = i - \frac{p}{\rho}$

Równanie dynamiki ścianki kanału (rury)

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = \frac{1}{\rho_m c_m} \operatorname{div}(\lambda_m \operatorname{grad} \Theta) \quad (6)$$

Obiekty opisywane równaniami różniczkowymi cząstkowymi (1), (2) i (3) są obiektami o parametrach rozłożonych (modele nieliniowe). W przypadku uproszczeń polegających na przyjęciu pojemności skupionych punktowych uzyskuje się modele o parametrach skupionych, opisywane równaniami różniczkowymi zwyczajnymi (transformowanymi z równań różniczkowych cząstkowych). Dokładność takich modeli jest w wielu przypadkach niewystarczająca.

Zastosowanie linearyzacji równań nieliniowych powoduje powstanie modeli liniowych. Modele liniowe zasadniczo służą do badań dynamiki przy małych zmianach wielkości regulowanych wokół stanu równowagi. Nie można takich modeli wykorzystywać do badań stanów głębokich zmian (rozruch i wyłączenie).

Modele dynamiki można rozwiązywać na różne sposoby: w dziedzinie czasu (charakterystyki skokowe i impulsowe), w dziedzinie częstotliwościowej (charakterystyki amplitudowo-fazowe i logarytmiczne). Stosowane rozwiązania w dziedzinie częstotliwościowej wynikają z powiązań pomiędzy metodami analitycznymi opartymi na przekształceniu Laplace'a i Fouriera. Układ równań różniczkowych zwyczajnych liniowych można poddać transformacji Laplace'a uzyskując transmitancje. Poddając podwójnej transformacji układ liniowych równań różniczkowych cząstkowych także uzyskuje się podwójne transformaty.

Opis układu dynamicznego za pomocą równań różniczkowych można rozwiązywać numerycznie ogólnie znanymi metodami (np. Rungego–Kutty). Można prowadzić analizę modeli opierając się na metodzie przestrzeni stanów.

3. Charakterystyka badań dynamiki kotłów prowadzonych w Zakładzie Kotłów i Wytwornic Pary

W Zakładzie Kotłów i Wytwornic Pary prowadzono od roku 1972 do 1988 badania dynamiki kotłów, które obejmowały opis własności dynamicznych kotłów parowych z obiegiem naturalnym i kotłów parowych przepływowych, w tym także przepływowych z recyrkulacją w parowniku. Modelowano paleniska węglowe pyłowe i rusztowe. W paleniskach pyłowych analizowano dynamikę układów z pośrednim zasobnikiem pyłu, układów indywidualnych z młynami wentylatorowymi i pierścieniowo-kulowymi. W paleniskach rusztowych rozróżniano paleniska rusztowe warstwowe oraz paleniska narzutowe. W niektórych przypadkach dokonywano syntezy modeli ze strukturami układów regulacji i wyznaczano przebiegi regulacji parametrów.

Ponadto zajmowano się zagadnieniami dynamiki nagrzewania elementów grubościennych oraz ich optymalizacją. Podejmowano także próby określania własności dynamicznych wytwornic pary dla elektrowni jądrowych.

Zajmowano się różnymi sposobami modelowania i rozwiązywania równań modeli. Punktem wyjścia były zagadnienia klasyczne modelowania, które potem rozwijano i modyfikowano.

Badania dynamiki kotłów z obiegiem naturalnym

Pierwsze badania dynamiki i struktur regulacji podjął autor dla kotła OP 230-2 w związku z koniecznością zamiany młynów bębnowo-kulowych na młyny wentylatorowe [1]. Badania obejmowały opis własności dynamicznych kotła jako obiektu regulacji ciśnienia pary i syntezę zamkniętego układu regulacji. Model jest modelem liniowym złożonym z transmitancji wyprowadzonych z układu zlinearyzowanych równań różniczkowych zwyczajnych.

Przedstawiono dwa modele, jeden odpowiadający stanowi przed modernizacją instalacji młynowej i drugi opisujący obiekt po przeprowadzeniu modernizacji. Ogółem model zawiera 23 transmitancje. Zastosowano transmitancje postaci

$$G_{ij}(s) = \frac{\prod k_{ij}}{(1 + T_1s)(1 + T_2s)(1 + T_3s)} e^{-T_0s} \quad (7)$$

oraz

$$G_{ik}(s) = \frac{K_{ik}}{(1 + T_1s)^k} e^{-T_0s} \quad (8)$$

$$G_1(s) = \frac{k_i}{T_1s} e^{-T_0s} \quad (9)$$

Podajniki węgla modelowano elementem proporcjonalnym – k_i . Młyny modelowano w torze węgiel \Rightarrow pył za pomocą transmitancji (5), przyjmując $T_1 = T_M$ oraz $T_2 = T_3 = 0$, natomiast w torze powietrze \Rightarrow pył węglowy członem różniczkującym rzeczywistym

$$G_i(s) = \frac{k_M T_M}{(1 + T_M s)} \quad (10)$$

Przepływ w rurociągach modelowano członami opóźniającymi. Akumulację pary modelowano transmitancją (6). Podajniki modelowano jako człony proporcjonalne.

Proces generacji pary w parowniku modelowano transmitancją postaci (5), a akumulację masy pary transmitancją postaci (7).

Modelowano także zamknięty układ regulacji wprowadzając 2 regulatory PID w obwodzie regulacji ciśnienia pary, które modelowano transmitancjami

$$G_{Ri}(s) = k_R \left[1 + \frac{1}{T_I s} + T_{DS} \right] \quad (11)$$

Rozwiązanie uzyskano stosując maszynę analogową. Otrzymano 4 odpowiedzi skokowe wyrażające zmiany ciśnienia pary za kotłem dla układu otwartego. Dla zamkniętego układu regulacji uzyskano przebiegi zmian ciśnienia pary, pozwalające ocenić jakość regulacji przy 10% zmianie ilości paliwa oraz 10% zmianie stopnia otwarcia zaworów turbiny.

W pracy [10] przedstawiono wyniki badań dynamiki elementów kotła OP 650 pracującego w układzie blokowym. Model kotła jako obiektu regulacji ciśnienia pary i regulacji temperatury pary pierwotnej i wtórnej jest także modelem liniowym z częściową parametryzacją¹. Zakres badań dynamiki obejmował w torze ciśnienia pary wyznaczenie odpowiedzi ciśnienia pary pierwotnej i jej strumienia przy wymuszeniach zmianą stopnia otwarcia zaworów regulacyjnych turbiny oraz zmianą prędkości obrotowej podajników węgla (ilości spalnego paliwa). W torze temperatury pary pierwotnej wyznaczano odpowiedzi temperatury pary na wymuszenie prędkością obrotową podajników węgla i zmianę otwarcia zaworów regulacyjnych turbiny. Z uzyskanych przebiegów czasowych w wyniku rozwiązania równań modelu stosując aproksymację kwadratową wyznaczono zastępcze transmitancje kotła. Postać i wartości niektórych transmitancji zamieszczono w tabelicy 1 [10, 11].

W pracach [12 i 13] zajmowano się teorią paleniska narzutowego w kotłach parowych i wodnych. W pracy [14] opracowano modele dynamiki kotła ruszto-

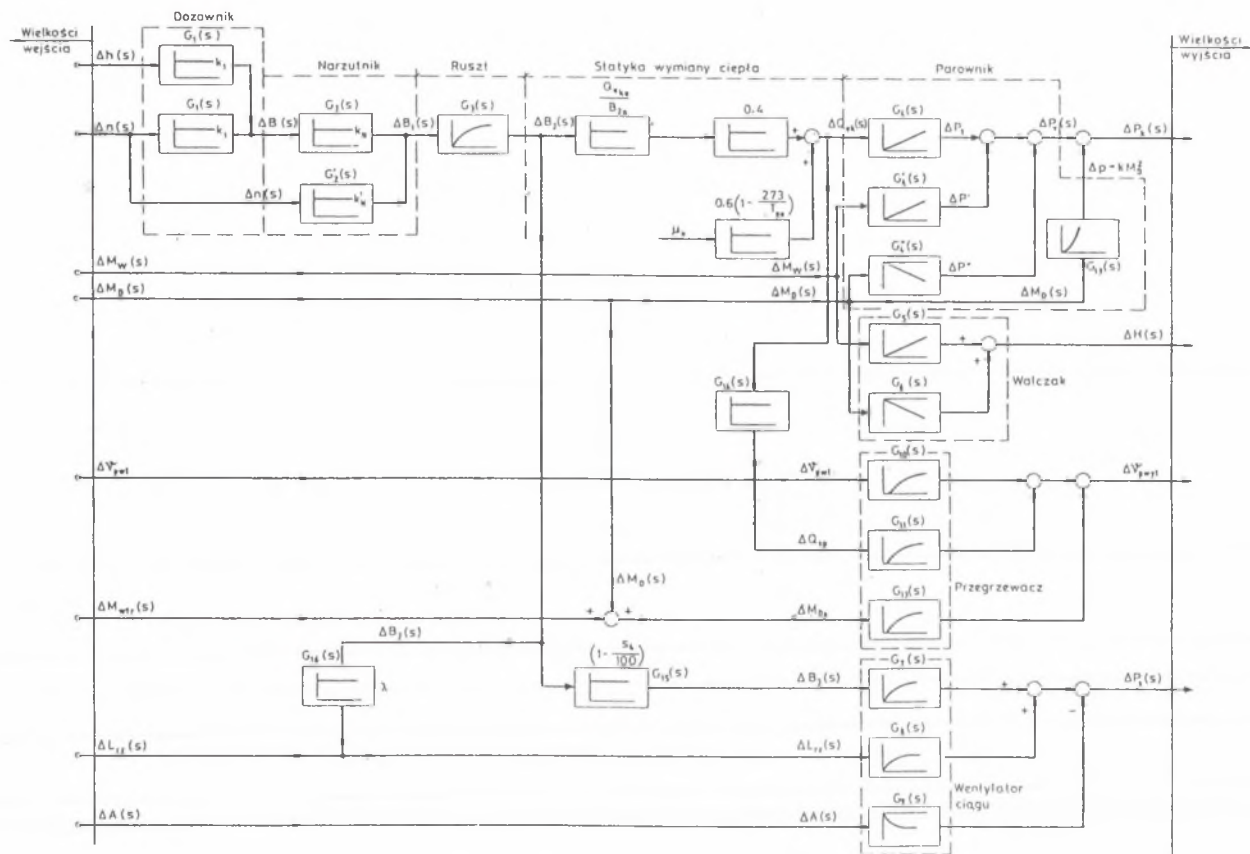
¹ Parametryzacja polega na wprowadzeniu zależności współczynników występujących w transmitancjach od obciążenia cieplnego.

wego z paleniskiem narzutowym, zarówno kotła parowego OR 16, jak też kotła wodnego WR 46. Są to modele uproszczone, pseudoliniowe, przydatne do oceny zachowania kotła przy wymuszeniach $\pm 25\%$. Oczywiście, umożliwiają one badania w różnych punktach obciążeń stosując rozwiązywanie równań w żądanych punktach (zmiana stałych czasowych i współczynników wzmocnienia).

Tablica 1

Postać i wartość parametrów niektórych transmitancji modelu kotła OP 650

Lp.	Postać aproksymowanej transmitancji	T sec	T_{0i} sec	n	k_1	k_2
1	Pr. obr. podajnika węgla \Rightarrow ciśnienie pary za kotłem $G_1(s) = \frac{\Delta p_k(s)}{\Delta n_p(s)} = \frac{k_1}{(1 + T_s)^n} e^{-T_0 s}$	165	62	2,5	10,5 MPa min/obr	–
2	Pr. obr. podajnika węgla \Rightarrow ciśnienie pary w walczaku $G_2(s) = \frac{\Delta p_w(s)}{\Delta n_p(s)} = \frac{k_1}{(1 + T_s)^n} e^{-T_0 s}$	273	29	1,6	11,7 MPa min/obr	–
3	Pr. obr. podajnika węgla \Rightarrow strumień pary $G_3(s) = \frac{\Delta M_p(s)}{\Delta n_p(s)} = \frac{k_1}{(1 + T_s)^n} e^{-T_0 s}$	195	70	1,8	650 t min/obr h	–
4	Otwarcie zaw. turb. \Rightarrow ciśnienie pary za kotłem $G_4(s) = \frac{\Delta p_k(s)}{\Delta \alpha_z(s)} = k_1 + \frac{k_2}{1 + T_s}$	365	–	–	0,0295 MPa/%	0,75
5	Otwarcie zaw. turb. \Rightarrow ciśnienie pary w walczaku $G_5(s) = \frac{\Delta p_k(s)}{\Delta \alpha_z(s)} = k_1 \frac{1}{1 + T_s} e^{-T_0 s}$	285	15	–	0,01 MPa/%	–
6	Otwarcie zaw. turb. \Rightarrow strumień pary $G_6(s) = \frac{\Delta M_p(s)}{\Delta \alpha_z(s)} = k_1 \left(1 - \frac{1}{1 + T_s} \right)$	195	70	1,8	650 t min/obr h	–
7	Pr. obr. podajnika węgla \Rightarrow temperatura pary $G_7(s) = \frac{\Delta \vartheta_p(s)}{\Delta n_p(s)} = \frac{k_1}{(1 + T_s)^n} e^{-T_0 s}$	230	25	3	130 $^{\circ}\text{C min/obr}$	–
8	Otwarcie zaw. turb. \Rightarrow temperatura pary p.p. $G_8(s) = \frac{\Delta \vartheta_p(s)}{\Delta \alpha_z(s)} = \frac{k_1}{(1 + T_s)^n} e^{-T_0 s}$	198	29	1,5	0,0715 $^{\circ}\text{C min/obr}$	–



Rys. 1. Struktura blokowa modelu dynamiki parowego kotła rusztowego z paleniskiem narzutowym

Fig. 1. Dynamic behaviour model of steam boiler with spreader stoker furnace

Na rys. 1 podano jako przykład strukturę blokową modelu dynamiki parowego kotła rusztowego z paleniskiem narzutowym [14]. Na potrzeby modelowania dynamiki parownika wykorzystano model liniowy statyki wymiany ciepła w komorze paleniskowej kotła [9].

Na uwagę zasługuje także model kotła wodnego z paleniskiem narzutowym [14], który jest znacznie prostszy niż model kotła parowego z paleniskiem narzutowym – rys. 1. Model opisujący dynamikę nagrzewania wody w kotle, od temperatury t_{w1} do temperatury t_{w2} , może być modelem bardzo prostym, wyprowadzonym z równania różniczkowego zwyczajnego, którego rozwiązaniem są dwie transmitancje o postaci:

$$G_1(s) = \frac{\Delta t_{w2}(s)}{\Delta t_{w1}(s)} = \frac{1}{T_s + 1} \quad \text{i} \quad G_1(s) = \frac{\Delta t_{w2}(s)}{\Delta t_{w1}(s)} = \frac{k_2}{T_s + 1} \quad (12)$$

Badania wykazały, że do pewnych celów model dynamiki kotła wodnego z paleniskiem narzutowym może być modelem o parametrach skupionych mimo istnienia dużych opóźnień wody podczas przepływu przez kocioł (opóźnienie $T_0 = l/w$, przy czym l – długość rury w kotle, w – prędkość przepływu wody w kotle). Model bardziej złożony oparty na układzie równań różniczkowych cząstkowych dostarcza rozwiązania w postaci 3 transmitancji [14]. Pierwsza i zarazem główna transmitancja ma postać (13):

$$G_1(s) = \frac{\Delta t_{w2}(s)}{\Delta t_{w1}(s)} = e^{-\left[T_0 s - \frac{\kappa T_R s}{T_R s + 1} \right]} \quad (13)$$

gdzie:

$$\text{stała czasowa akumulacji ciepła w metalu rur} - T_R = \frac{A_m \rho_m c_m}{\alpha_2 \pi d_{wew}}$$

$$\text{stała opóźnienia transportowego} - T_0 = \frac{l}{w} = \frac{V_{wod} \rho_w}{\dot{m}_w}$$

Dla obciążenia maksymalnego kotła WR 46: $T_0 = 150$ sek, $T_R = 4$ sek. Stosując numeryczne odwrotne przekształcenie Laplace'a wyznaczono przebiegi czasowe zmian temperatury wody na wylocie z kotła spowodowane zmianami temperatury na dolocie [14].

Badania dynamiki kotłów przepływowych

W Zakładzie Kotłów i Wytwornic Pary badania nad dynamiką kotłów przepływowych podjęto w 1974. Związane to było z rozpoczęciem budowy elektrowni wyposażonej w kotły przepływowe systemu Sulzer, chociaż w pierwszym podejściu nie modelowano takich kotłów.

W pracy [3] podjęto próbę usystematyzowania istniejących modeli kotłów przepływowych, zarówno kotłów ze zmiennym punktem końca odparowania (systemu Benson, Ramzin), jak też z ustalonym punktem końca odparowania (system Sulzer). Przeprowadzono analizę modeli: Spliethoffa, Adamsa, Profosa, Peterki, Läubliego i Sierova.

Analizowano szczegółowo opis odcinków z przepływem jedno- i dwufazowym, dyskutując zagadnienie stabilności przepływu w kotle podczas rozruchu. Opracowano założenia dla budowy modelu dynamiki kotła przepływowego dla warunków rozruchu. Zaproponowano numeryczną metodę opisu dynamiki [2] polegającą na przyjęciu optymalnego wektora zmiennych stanu. Struktura podstawowa modelu złożona była z elementów podstawowych Z_K i elementów pomocniczych ZP_K . Jako zmienne stanu przyjęto wektory o składowych $|\dot{m} \ p \ s|^T$. Przyjęcie entropii właściwej – s , zamiast entalpii – i nadawało cechy uniwersalności. Rozwiązanie modelu uzyskano za pomocą charakterystyk częstotliwościowych.

W pracach [5, 6, 8] przedstawiono model matematyczny dynamiki układu generacji pary kotła przepływowego z recyrkulacją w parowniku. Model należy do klasy modeli liniowych i składa się z submodeli o jednolitej postaci. Służy do badań zmian ciśnienia za kotłem, badań zmian poziomu wody w wodooddzielaczu i doboru nastaw układów automatycznej regulacji ciśnienia i zasilania, badań wpływu parametrów instalacji paleniskowej na zmiany ciśnienia pary, badań dynamiki elementów kotła w fazie projektowania. Modele wodooddzielacza, mieszalnika, pompy cyrkulacji, pompy, parownika, przegrzewaczy i rurociągów nieogrzewanych tworzyły submodele. Wielkościami wejściowymi każdego submodelu są wektory trójelementowe: strumień masy, entalpia i ciśnienie.

Przykładową strukturę pewnego submodelu (podgrzewacza wody) określa równanie macierzowe opisujące dynamikę:

$$\begin{vmatrix} \Delta \dot{m}_{w2}(s) \\ \Delta i_{w2}(s) \\ \Delta p_{w2}(s) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ K_2 G_{2r}^a(s) & G_{1l}^a(s) & 0 \\ K_p & 0 & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \Delta \dot{m}_{w1}(s) \\ \Delta i_{w1}(s) \\ \Delta p_{w1}(s) \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 0 \\ K_1 G_{2r}^a(s) \\ 0 \end{vmatrix} \left| \Delta Q_s^{ECO}(s) \right| \quad (14)$$

W modelu parownika uwzględniono zmienność strumienia ciepła z wysokością komory paleniskowej. Wydzielono 1 odcinek podgrzania wody o stałej gęstości i 2 odcinki odparowania o zmiennej gęstości. Młyny modelowano równaniami

$$\Delta \dot{B}(s) = \left| k_{BB} \frac{e^{-T_0 s}}{1 + T_{MS}} \ k_{Bl} \frac{T_M}{1 + T_{MS}} \right| \left| \begin{vmatrix} \Delta \dot{B}(s) \\ \Delta L_I(s) \end{vmatrix} \right| \quad (15)$$

Poszczególne submodele połączono zgodnie z przepływem sygnałów i oddziaływań. Otrzymany kompleksowy model uzupełniono strukturami regulacji zasilania wodą oraz regulacji ciśnienia pary przed turbiną. Turbinę modelowano równaniem statyki.

Rozwiązanie modelu uzyskano opierając się na programie symulacyjnym maszyny analogowej na maszynie cyfrowej CEMMA 1204. Otrzymano między innymi szereg przebiegów pokazujących zmiany poziomu wody w wodooddzielaczu i ciśnienia pary przed turbiną, zarówno dla układu otwartego, jak też symulowanego działania regulatorów PI i PID w zamkniętym układzie regulacji.

W pracy [7] przedstawiono szeroką analizę szeregu modeli kotłów przepływowych stosowanych w technice: Terano, Adamsa, Littmana, Davidienko, Ruszczyńskiego, Smirnova, Ajzensztata, Vasilijeva, Leithnera, Linzera, Herbriki, Vossa, Frensch, Klefenza, Borsiego, Andersona, Hintergrebera, Latzela, Rubaszki, Buksztejna, Frenkiela, Dettingera, Peterki, Allarda, Doleżala, Varcopa i Läubliego. Zaproponowano model dla kotła przepływowego BB-1150 Zatonie ze spiralnym układem rur w parowniku pozbawionego pomp recyrkulacji, mieszalnika i filtru. Do obliczeń kocioł podzielono na 38 odcinków. W obszarze czynnika pierwotnego do wylotu z przegrzewacza pary pierwotnej wyodrębniono 32 odcinki, natomiast w obszarze przegrzewacza pary wtórnej – 6 odcinków.

Opracowany model należy do grupy modeli LOM (Low Order Model) i jest specjalnie opracowany dla kotłów przepływowych systemu SULZER. Model opiera się na zdefiniowanych zależnościach całkowitych szeregu stałych czasowych wyrażających procesy akumulacji masy pary energii cieplnej oraz przepływu strumieni czynnika (procesy szybki i wolnozmiennie): σ_L , T_L , T_g , T_p , k_D , T_S , T_t , T_r i T_{SR} .

Definicje stałych czasowych wynikają z równań podanych w [7]. Wszystkie stałe czasowe liczone dla różnych obciążeń kotła, uwzględniając nieliniowości związane z równaniami stanu pary wodnej. Program zawiera 26 segmentów w języku FORTRAN.

4. Eksploatacyjne stany ekstremalne obciążeń kotłów

W czasie eksploatacji kotłów występują stany ekstremalne obciążeń. Do nich należą minimalne lub maksymalne obciążenie kotła. Jeżeli kotły pracują w blokach energetycznych z turbinami, to obciążenie maksymalne i minimalne kotła może się nie pokrywać z obciążeniem maksymalnym lub minimalnym bloku. W takich przypadkach nie ma sensu mówić o maksimum lub minimum kotła, turbiny itp. Wyznaczone maksimum lub minimum kotła na podstawie minimum lub maksimum bloku jest warunkowe.

Jaki jest sens prowadzenia badań minimum lub maksimum? Odpowiedź: takie badania pozwalają na podjęcie nowej strategii eksploatacji bloków. Pozwoli to z jednej strony zaoszczędzić koszty wyłączania i ponownego uruchamiania kotłów, turbin i urządzeń, niezbędnych gdy urządzenia mają wysokie minimum, a w sieci występuje nadmiar mocy. Z drugiej strony możliwe jest przeciążanie kotłów, turbin i innych urządzeń, gdy występuje niewielki deficyt mocy w systemie elektroenergetycznym (bez potrzeby instalowania dodatkowych bloków).

Badania i prace nad wyznaczaniem minimum i maksimum technicznego bloków prowadzono w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych. Poligon doświadczalny stanowiła Elektrownia Rybnik. Badania służące temu celowi są bardzo żmudne i wymagają dużej uwagi.

Wyznaczenie minimum i maksimum bloku polega na obniżaniu lub podnoszeniu mocy i analizie pola możliwych ograniczeń. Pierwszym etapem jest przyjęcie pewnego modelu występujących ograniczeń i ich analiza na obiekcie. W modelu maksimum kotła występuje zespół ograniczeń. Do nich należą: wydajność młynów, wydajność wentylatorów powietrza i spalin, obieg wody, generacja pary, wymiana ciepła, zanieczyszczenia i erozja, przepływy w rurociągach. Za minimalne (maksymalne) ruchowe obciążenie kotła uważa się takie obciążenie, któremu odpowiada minimalna (maksymalna) moc bloku, i nie występują żadne ograniczenia. Jakikolwiek ograniczenie wyklucza przyjęcie uzyskanej wartości mocy za ostateczny wynik. Rozwiązanie na drodze eksperymentalnego wyznaczenia minimalnego i maksymalnego obciążenia bloku, z uwzględnieniem wszelkich okoliczności procesowych było celem dwóch prac naukowo-badawczych wykonywanych w Elektrowni Rybnik w Rybniku [20 i 21].

Badania minimum i maksimum technicznego bloków 200 MW

Do przeprowadzenia badań minimum technicznego [20] wybrano bloki nr 3 i nr 8. W przypadku wyznaczania maksimum bloku, oprócz bloków nr 3 i nr 8, badano także blok nr 1. Taki wybór był podyktowany tym, że blok nr 3 jest wyposażony w system nadzoru firmy Westinghouse umożliwiający dokonanie pomiaru i rejestracji dużej ilości wybranych parametrów, kocioł bloku nr 8 był wyposażony w dodatkowe punkty pomiaru temperatur metalu, w wybranych, z góry ustalonych, partiach przegrzewaczy pary pierwotnej i wtórnej. Blok nr 1 natomiast wybrano do przeprowadzenia badań ukierunkowanych na analizę układu młynowego.

W trakcie realizacji pracy wykorzystano zbiór mierzonych wielkości fizycznych w systemie nadzoru Westinghouse zainstalowanym na bloku nr 3. Przy realizacji pracy oparto się na przygotowanym pakiecie wielkości mierzonych, koniecznych do wyznaczenia uwarunkowań procesowych. Wymieniony zbiór

obejmował 192 wielkości fizyczne mierzone w części kotłowej i 47 wielkości w pozostałej części bloku [16, 17]. Dla wszystkich parametrów przyjęto jednolity krok czasowy zbierania danych, wynoszący 10 sek. Natomiast protokołowanie i wydruk wartości w raporcie przewidziano z krokiem czasowym zbierania i uśredniania danych 1 minuty.

Przewidziano pięć eksperymentalnych procedur [18] wyznaczenia minimum technicznego bloku 200 MW oraz trzy procedury wyznaczenia maksimum technicznego bloku [19], różniące się od siebie zakresem zmian obciążeń, układami pracujących młynów i palników oraz charakterystykami spalane go węgla. W każdym wariancie badań prowadzono pomiary parametrów na bloku pracującym z odłączeniem z ARCM.

Układy regulacji automatycznej temperatury pary świeżej i wtórnej były włączone i nadzorowane, z wykorzystaniem niekiedy korekcyjnej interwencji operatora. Pozostałe obwody regulacji automatycznej, np. regulacji powietrza całkowitego, wymagały częstych ingerencji operatorów, w przypadku regulacji cyfrowej, bowiem konieczne były zmiany wartości zadanej (setpointów) danej wielkości fizycznej mierzonej i regulowanej (np. ilość powietrza całkowitego).

Wartości poszczególnych parametrów mierzonych na bloku 3 były zapisywane jako zbiór parametrów na dysku i następnie archiwizowane na dyskietkach, celem późniejszego wydrukowania w odpowiednim formacie, lub do bezpośredniego wykorzystania w analizach numerycznych jako baza danych. Pomiary na blokach 1 i 8 były rejestrowane na rejestratorach oraz odczytywane cyklicznie, z interwałem czasowym, średnio 10–15 minut. Wybrane taśmy zapisów rejestratorów były wykorzystywane niezależnie od odczytywanych wartości.

Warunki pracy kotła (OP 650) pracującego z minimalnym obciążeniem

W ocenie warunków eksploatacji kotła ze zmniejszonym lub podwyższonym obciążeniem rozważano pracę wszystkich jego elementów, urządzeń i instalacji, obserwując zmiany parametrów i także stopień zanieczyszczenia kotła. Oceniano pracę: instalacji młynowej i palników, przegrzewaczy pary pierwotnej i wtórnej, wentylatorów powietrza i spalin, obwodów regulacji (w szczególności pętle regulacji temperatury pary).

Kotły OP-650 Elektrowni Rybnik są wyposażone w 6 młynów miazdzących pierścieniowo-kulowych MKM-33, zainstalowanych w układzie indywidualnym z bezpośrednim podawaniem pyłu do paleniska. Czynnikiem susząco-wentylującym jest gorące powietrze. Podczas badań spalano węgle zbliżone do średnich rocznych charakterystyk: wartość opałowa 22175 kJ/kg, zawartość popiołu 21,9%, zawartość wilgoci 10,0%, zawartość siarki 0,72%, a więc znacz-

nie lepsze węgle od węgla gwarancyjnego, co daje znaczne rezerwy wydajności instalacji młynowej.

Minimalne obciążenie kotła oznacza zaniżanie temperatur pary świeżej, wtórnej, temperatur spalin. Obniżając wydajność kotła, w celu poprawienia stosunku prędkości mieszaniny pyłowo-powietrznej w palnikach (warunek dobrego spalania) wyłącza się z ruchu kolejne młyny, ograniczając ilość pracujących. Zmniejszanie obciążenia młynów, bez korekacji ustawienia wentylatorów młynowych, powoduje wzrost grubości ziaren pyłu i nadmiar powietrza w palnikach, czyli wzrost tlenków azotu.

W trakcie badań uzyskiwano obciążenia bloku 90 – 85 MW nie obserwując ograniczeń. Obniżanie obciążenia oznacza wzrost kosztu produkcji energii elektrycznej w wyniku spalania dużych strumieni oleju opałowego. Metodą analizy ustalono minimalne obciążenie bloku – 100 MW.

W procedurze IV [19] badano zmiany parametrów pary pracując kotłem na 3 i 4 młynach. Natomiast w procedurze V [18] pracowano na 2 młynach, dokonując przełączenia młynów (palników) oraz obniżając dodatkowo ciśnienie pary w jednej serii. Uśrednione wartości temperatur pary świeżej i wtórnej podano w tablicy 2.

Tablica 2
Temperatury pary świeżej i wtórnej przy obciążeniu bloku 100 MW

Usytuowanie pracujących palników	Temperatura pary świeżej		Temperatura pary wtórnej	
	strona lewa	strona prawa	strona lewa	strona prawa
Wariant IV - 4, 3; a V - 2 młyny				
Pracują 3 górne rzędy palników, (IV)	522°C	510°C	482°C	466°C
Pracują 2 górne rzędy palników, (IV)	502°C	507°C	468°C	476°C
Pracują 2 dolne rzędy palników, (IV)	499°C	499°C	465°C	448°C
Pracuje 6 palników w ostatnim (dół) i 2 w przedostatnim rzędzie, (V)	491°C	498°C	457°C	462°C
Pracują 4 palniki w ostatnim (dół) i 4 w przedostatnim, (V)	503°C	504°C	470°C	476°C
Pracują 4 palniki w ostatnim (dół) i 4 w przedostatnim i obniżone ciśnienie pary do 9,1 MPa (V)	504°C	502°C	466°C	476°C

Praca kotła na dwóch zespołach młynowych jest stabilna. Ilość spalanego oleju wzrasta do 4,75 m³/h. Temperatury spalin za kotłem zawierały się w zakresie: 111 ÷ 113°C (war. IV), i 102 ÷ 108°C (war. V). Z badań wynika celowość wyłączenia środkowych wentylatorów powietrza i spalin (do młynów wykorzystuje się obejście).

W przypadku minimalnego obciążenia kotła nie obserwuje się przekroczeń temperatury metalu węzownic przegrzewaczy.

Parametry pracy kotła z maksymalnym obciążeniem

W trakcie badań maksimum [19, 21] uzyskano trwałą i bezawaryjną moc bloków nr 1, nr 3 i nr 8 wynoszącą:

- blok nr 8 - 225 MW, przy pracy 4 młynów,
- blok nr 3 - 226 MW, przy pracy 4 młynów,
- blok nr 1 - 217 MW, przy pracy 3 młynów,
- blok nr 1 - 231 MW, przy pracy 4 młynów.

Badania prowadzone na bloku 1 miały na celu analizę pracy młynów. Praca na trzech zespołach młynowych charakteryzowała się gorszą jakością prze-miała, $R_{0,09} = 30,8 \pm 49,6 \%$, $R_{0,20} = 2,0 \pm 10,0\%$). Konsekwencją tego była znaczna zawartość części palnych w żużlu i popiele ($c_z = 6,1\%$, $c_{pl} = 8,5\%$). W czasie badań spalano węgiel o wartości opałowej $Q_d^f = 22222$ kJ/kg, zawartości popiołu $A^r = 22,6\%$ i zawartości wilgoci $W_t^f = 9,6\%$.

Z przeprowadzonych badań wynika, że instalacja młynowa kotła nie stanowi ograniczenia w osiągnięciu mocy bloku rzędu 225 ÷ 231 MW (ograniczenie dalszego wzrostu mocy bloku leży po stronie turbozespołu). Przy zwiększonym obciążeniu kotła korzystniejsza jest eksploatacja na 4 pracujących młynach, z uwagi na sprawność kotła, jak też parametry instalacji młynowej.

Pracę przegrzewaczy pary pierwotnej i wtórnej w kotle OP 650, pracującym z wydajnością powyżej 665 Mg/h, której odpowiada moc bloku $N \geq 215$ MW (zarejestrowana moc $N = 231$ MW osiągnięta była przy strumieniu pary świeżej 700 Mg/h), można ocenić jako stabilną. W poszczególnych wariantach procedur I, II, III [19] badano wpływ umiejscowienia pracujących palników na zmiany temperatury pary. Przy pracy młynów zasilających dolne rzędy palników nie stwierdzono przekroczeń regulowanych temperatur pary świeżej. Zawierały się w zakresie od 537 ÷ 541°C, a temperatury pary wtórnej w zakresie 535 ÷ 542°C. Analizowano szczegółowo temperatury metalu V stopnia przegrzewacza pary świeżej i II stopnia przegrzewacza pary wtórnej. Przegrzewacz V stopnia pracuje bez zastrzeżeń. Natomiast w typowo konwekcyjnym przegrzewaczu II stopnia pary wtórnej następuje nadmierny wzrost temperatur pary i metalu. Analiza rur skrajnych nr 7, 12 oraz w pobliżu środka nr 64 oraz 79 wykazała duże przyrosty temperatur metalu (niemniej są one poniżej dopuszczalnej temperatury pracy 580°C dla stali 10H2M).

Obieg wodny kotła pracującego z dużym obciążeniem, podobnie jak przy minimum, jest stabilny i istnieje wystarczający margines bezpieczeństwa zapewniający wystarczający obieg wody, nawet w przypadku pracy górnego rzędu palników.

W czasie pracy kotła wszystkie obwody regulacji automatycznej pracowały poprawnie. Chociaż w stanach przejściowych w obwodach regulacji temperatury pary występowały dość duże przeregulowania. W celu oceny możliwości pracy kotła z wyższym obciążeniem analizowano ograniczenia technologiczne kotła (zawory, kłapy, kierownice, wentylatory powietrza i spalin, pompy wody zasilającej) mogące mieć wpływ na obniżenie górnego pułapu obciążenia. W kotle OP 650 nie stwierdzono występowania ograniczeń w zakresie zwiększonych obciążeń bloku od 200 + 226 MW.

Ekonomiczne aspekty pracy kotłów z minimalnym i maksymalnym obciążeniem

Praca kotła (bloku) z niższym lub wyższym obciążeniem oznacza zmianę podstawowych wskaźników: jednostkowego zużycia paliwa umownego, kosztu produkcji energii elektrycznej, zużycia energii chemicznej paliwa przez blok. Sprawność obiegu spada wraz z obniżaniem obciążenia bloku.

W obliczeniach wskaźników dla minimum posłużono się wartością kosztu paliwa umownego równą 511,327 tys. zł/Mg.p.u. Na podstawie wyników pomiarów określono poszczególne straty cieplne kotła i obliczono jego sprawność, wykorzystując ją do dalszych analiz. Sprawności kotła zmieniały się od 91,9% (200 MW), 90,38% (151 MW), 91,20% (100 MW). W pracy [21] podano średnie wskaźniki brutto dla dwóch bloków (nr 3 i nr 8).

W obliczeniach wskaźników dla maksimum posłużono się wartością kosztu paliwa umownego równą 438,233 tys. zł/Mg.p.u. Stwierdzono wysoką sprawność kotła dla wyznaczonego najwyższego trwałego obciążenia, czyli mocy bloku 225 MW. Zawierała się ona w granicach od 90,43 % (kocioł nr 8), do 91,0% (kocioł nr 1), i dochodziła do 92,40% (kocioł bloku nr 3). Wskaźniki jednostkowego zużycia paliwa i jednostkowego kosztu wytwarzania energii elektrycznej są korzystne i występują niewielkie różnice w stosunku do obciążenia nominalnego. Podano je w [21].

Przedstawione wskaźniki są bardzo korzystne i przemawiają za przeciążeniem bloków 200 MW. Na ich wartość wpływ mają wysokie parametry pary i wzrost sprawności obiegu cieplnego. Pod tym względem mniej korzystne są wskaźniki dla minimalnego obciążenia, gdzie obniżenie parametrów pary powoduje spadek sprawności obiegu, a koszt spalania oleju opałowego podraża koszt eksploatacji. Natomiast w przypadku maksimum istnieją korzyści w sprawności netto (zmniejszenie potrzeb własnych o ok. 2 – 3,5 MW oraz brak kosztów odstawienia i uruchomienia).

Wpływ obciążeń minimalnych i maksymalnych na trwałość kotła

Podczas badań minimum technicznego stwierdzono, że przy obniżaniu obciążenia do 100 MW nie występowało przekroczenie temperatur metalu

w żadnym z elementów. Analizowano walczak (4 różnice temperatur), węzownice przegrzewaczy II, III, V stopnia, rurociągi pary świeżej, komory wylotowe przegrzewacza pary świeżej i wtórnej.

Problem trwałości ma niewielkie znaczenie przy minimum technicznym kotła. Wynik wszelkich analiz dowodzi, że problem ubytku trwałości spowodowanej pełzaniem materiału przy zmniejszaniu się obciążenia poniżej 200 MW nie występuje. Natomiast pojawia się problem utraty trwałości spowodowanej zmęczeniem niskocyklowym (zjazd i podjazd). Analizowano w tym celu rurę $\phi 32 \times 7$ przegrzewacza V stopnia, rurę $\phi 44,5 \times 4$ przegrzewacza pary wtórnej, komorę wylotową $\phi 508 \times 100$ przegrzewacza pary świeżej, komorę wylotową $\phi 558 \times 30$ przegrzewacza pary wtórnej (blok nr 8). Założono 5000 cykli zmian obciążeń. Określono że ubytek trwałości (w odniesieniu do obciążenia 200 MW) zmienia się od $0,9 \pm 1,8\%$ (rury) do $1,8 \pm 2,4\%$ (komory).

W analizie towarzyszącej wyznaczaniu maksimum wzięto pod uwagę następujące elementy ciśnieniowe kotła bloku nr 3: walczak $\phi 1800 \times 100$ mm, komorę zbiorczą wylotową przegrzewacza pary pierwotnej $\phi 508 \times 100$ mm, komorę zbiorczą wylotową przegrzewacza pary wtórnej $\phi 558 \times 30$ mm. Oparto się na modelu obciążenia niskocyklowego i wysokocyklowego. Ubytek trwałości określano jako sumę ubytku obciążeń zmęczeniowych oraz pełzania.

Do czasu wykonywania oceny ubytku trwałości kocioł przepracował 139 322 godziny, a sumaryczna liczba uruchomień wynosiła 378. W przypadku walczaka ostatnie badania nieniszczące wykonano po 127 118 godzinach pracy, nie stwierdzając pęknięć powierzchniowych.

Walczak wykonany ze stali 18 CuNMT. Obliczona rozpiętość naprężeń w warunkach rozruchu ze stanu zimnego z prędkością $v_{\theta} = -1,5$ K/min wynosi 486 – 505 MPa, natomiast ze stanu ciepłego z prędkością $v_{\theta} = 2,0$ K/min wynosi 298 – 316 MPa. Obliczony tutaj zapas trwałości wynosi 65%.

Komora przegrzewacza wykonana jest ze stali 10CrMo910. Dla komory przegrzewacza poziom naprężeń: w warunkach rozruchu ze stanu ciepłego $v_{\theta} = 2,0$ K/min wynosi 208 – 407 MPa, w warunkach schładzania z prędkością $v_{\theta} = -1,0$ K/min wynosi 154 – 407 MPa, dla awaryjnego schładzania z prędkością $v_{\theta} = -4,0$ K/min wynosi zaś 360 – 407 MPa. Obliczony sumaryczny ubytek trwałości komory wynosi $e = 61,3\%$, na co składają się: ubytek na skutek zmęczenia niskocyklowego $e_n = 1,6\%$, ubytek na skutek zmęczenia wysokocyklowego $e_w = 11,2\%$, ubytek na wskutek pełzania materiału $e_z = 48,5\%$. Rzeczywisty czas pracy komory wynosi $Z = 139\ 232$ godzin. Obliczeniowy czas pracy $Z_0 = 287\ 312$ godzin.

8. Podsumowanie

Badania w dziedzinie modelowania własności dynamicznych kotłów z obiegiem naturalnym i kotłów przepływowych prowadzone w Zakładzie Kotłów i Wytwornic Pary wykazały znaczną przydatność opracowanych modeli. Modele umożliwiają ocenę pracy kotłów w stanach niustalonych. Opracowane modele charakteryzują się różnym stopniem złożoności i uproszczeń. Często wynikało to z dostępnych wówczas środków obliczeniowych.

Przeprowadzone badania potwierdziły wcześniejsze przypuszczenia, że realne minimum techniczne kotłów odpowiada znacznie niższemu poziomowi mocy niż przyjęty w eksploatacji w krajowych elektrowniach.

Kotły OP 650 mają rezerwę pozwalającą na przeciążenie. Kocioł ma wyższe maksimum techniczne niż turbina. Z analizy wynikało, że kocioł może dostarczyć parę do wytworzenia mocy bloku, nawet wyższej niż 230 MW.

Wykorzystanie rezerwy tkwiącej w kotle OP 650 (Elektrowni Rybnik) do zwiększenia mocy bloku jest bardzo opłacalne, bowiem wskaźniki ekonomiczne pracy są korzystne. Układ pracuje stabilnie i nie zachodzi obawa o zmniejszenie trwałości elementów kotła. Jest to bezinwestycyjny sposób (bez dokonywania jakiegokolwiek modernizacji) wytworzenia dodatkowej energii elektrycznej.

Obieg wody jest stabilny zarówno przy niskim, jak też wysokim obciążeniu kotła, niezależnie od ilości i poziomów pracujących palników.

Literatura

1. Baran M., Rataj Z.: Wpływ rekonstrukcji układu młynowego na jakość regulacji kotłów siłowni Huty im. Lenina w Krakowie. (Badania dynamiki układu paleniskowego kotła OP 230). Oprac. Zakładu Kotłów i Wytwornic Pary. Gliwice, październik 1972.
2. Ober J.: Numeryczna metodyka opisu dynamicznych właściwości układów cieplnych bloków energetycznych. Praca habilitacyjna, Gliwice 1973.
3. Ober J., Rataj Z.: Analiza dynamicznych właściwości kotła przepływowego (na podstawie kotła Sulzer dla bloku 360 MW). Opracowanie Instytutu Elektroenergetyki i Sterowania Układów Pol. Śl. w Gliwicach. Gliwice 1974 (niepublikowane).
4. Rataj Z.: Analiza i synteza nieliniowego modelu dynamiki kotła przepływowego w aspekcie doboru struktury regulacji zasilania wodą. Oprac. Zakł. Kotłów i Wytw. Pary. Gliwice 1979 (niepublikowane).
5. Rataj Z.: Deterministyczny model matematyczny dynamiki kotła przepływowego z recyrkulacją w parowniku. Praca doktorska. Gliwice, 1979.
6. Baran M., Rataj Z.: Model matematyczny dynamiki wodooddzielacza, mieszalnika i pompy cyrkulacji krajowych kotłów przepływowych bloków 360 MW. Archiwum Energetyki, nr 3-4, 1982.

7. Baran M., Rataj Z.: Badania i opracowanie podstaw określania własności dynamicznych kotłów i wytwornic pary z uwzględnieniem kontrolowanych rozruchów, zasad eksploatacji przy zmiennym i stałym ciśnieniu oraz automatyzacji tych procesów. Etap. I. Oprac. Inst. Kotł. Siłow. Ciepl. i Jądrowych Pol. Śl. w Progr. Rządowym PR-8, kier. 6, problem P.6.4. Dynamika kotła przepływowego z recyrkulacją w parowniku. Gliwice 1982 (niepublikowane).
8. Baran M., Rataj Z.: Model matematyczny dynamiki układu generacji pary kotła przepływowego z recyrkulacją w parowniku. Archiwum Energetyki, nr 3-4, 1983.
9. Rataj Z.: Liniowy model statyki przepływu ciepła w komorze paleniskowej kotła. Zesz. Nauk. Pol. Śl., seria Energetyka, z. 86, Gliwice 1984.
10. Rataj Z.: Badania dynamiki wybranych elementów kotłów i wytwornic pary. Opracowanie Inst. Maszyn i Urząd. Energetycznych Pol. Śl., Gliwice 1986.
11. Rataj Z. L.: Ausgewählte Probleme der Kesseldynamik. Technische Universität Dresden, Sektion Energieumwandlung. Dresden, November 1987.
12. Rataj Z. L.: Konstruktionsprobleme bei Industrie- Wanderrostkessel mit Wurfbeschicker in Polen. Technische Universität Dresden, Februar 1988.
13. Rataj Z.: Teoria paleniska narzutowego. Wskaźniki i parametry charakteryzujące kotły z paleniskiem narzutowym. Mat. Konferencji Nauk.– Technicznej „Oszczędność paliw i energii przy wykorzystaniu kotłów z paleniskiem narzutowym”. Świdnica 1988.
14. Rataj Z.: Modele dynamiki kotłów z paleniskiem narzutowym. Niepublikowane opracowanie własne autora. Gliwice 1989.
15. Profos P.: Die Regelung von Dampfanlagen. Springer-Verlag. Berlin 1962.
16. Rataj Z. L.: Zbiór parametrów mierzonych niezbędnych do wyznaczenia minimum technicznego bloku 200 MW w systemie nadzoru Westinghouse zainstalowanym na bloku nr 3 w Elektrowni Rybnik. Opracowanie Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Pol. Śl. Gliwice, styczeń 1993.
17. Rataj Z. L.: Zestawienie wielkości i parametrów mierzonych w procedurze znajdowania minimum technicznego bloku 200 MW na przykładzie bloku nr 3 w El. Rybnik. Opracowanie Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Pol. Śl. Gliwice, styczeń 1993.
18. Rataj Z. L.: Eksperymentalne procedury wyznaczenia minimum technicznego bloku 200 MW Elektrowni Rybnik. Warianty I, II, III, IV, IVa, V. Opracowanie Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Pol. Śl. Gliwice, styczeń 1993.

19. Rataj Z. L.: Procedury wyznaczenia maksimum technicznego bloku 200 MW w El. Rybnik. Warianty: I, II, III. Opracowanie P.U.P.W. Postępu Technicznego „WIROPOL”. Gliwice 1993.
20. Praca zbiorowa: Określenie warunków determinujących minimum techniczne bloków 200 MW w Elektrowni Rybnik oraz skutków eksploatacyjnych przy niskim obciążeniu. Opracowanie Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Pol. Śl. Gliwice, kwiecień 1993.
21. Praca zbiorowa: Określenie warunków determinujących osiągnięcie maksymalnego obciążenia bloków 200 MW w Elektrowni Rybnik. Opracowanie PUPWPT „WIROPOL”. Gliwice, listopad 1993.
22. Rataj Z. L.: Wpływ minimalnego i maksymalnego obciążenia bloków 200 MW na pracę kotłów OP 650. Zesz. Nauk. Pol. Śląskiej, seria Energetyka, z. 121, Gliwice 1994.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Tadeusz Chmielniak

Wpłynęło do Redakcji: 10. 10. 1996 r.

Abstract

The different dynamic behaviour models of the boiler with natural circulation and once-through boiler has been described. Each dynamic model are consist of several submodels which describes change of thermodynamic parameters of boilers. There are economiser models, models of evaporator and superheater model or reheater models. For once-through boiler with superimposed water circulation were some equations in state spaces written. Some of this models are simply and will be of great useability in practical modelling studies carried out for a different purposes. Those models can be used at investigations of non-steady state of boilers and their parts. The solutions (dynamically responses) of those proposed models are in the time domain.

The principal object of a boiler operation is to satisfy the current power demand according to the load curve and to ensure the highest service life and highest efficiency of a boiler plant. The load curve of a power station is mostly non-uniform which is determined by variations of energy consumption's by the consumers. The conditions of operation of boiler equipment at various loads are characterised by the load control range and the range of allowable loads.

A boiler has a lower limit of the control range, so called lowest possible capacity or lowest possible load (LPL), as well as, the greatest limit of load, e.g. the greatest possible load (GPL), at which both can it operate steadily. The estimation of those two limits is a very powerful tool for a modern

operation of a power generating units. The operation of a boiler at a lowest possible capacity can eliminate the number of monoblocks to be shutted-down, so it is economic, because a starting-up procedures, and their costs, will be limited to a minimum.

The OP 650 boiler operating at the lowest possible load of 100 MW has the live and reheat steam temperatures lower than 540°C. The flue gas temperature are of 102 – 108°C range, so the overall boiler efficiency is very great.

At the greatest possible load of OP 650 boiler of 226 MW it would be possible in a several conditions, specially if the upper row's burner are working, live and reheat steam temperatures could be higher than 540°C. In practice this problem will be good balanced by the temperature control loops. The attemperators have a enough dimensioned working reserve.

The operation of the OP 650 boilers at the loads lower or higher than the base steaming capacity can be lead without any troubles, and is more efficiency and favourable, because gives the great flexibility and manoeuvrability of the monoblocks units.