ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1983

Seria: ENERGETYKA z. 83 Nr kol. 775

Czesław POLWARCZNY, Maria KĘPSKA
ZPBE Energopomiar Zakład Cieplny

OCENA WSKAŹNIKÓW TECHNICZNO-EKONOMICZNYCH PROTOTYPOWEJ TURBINY O MOCY 360 MW

Streszczenie. W roku 1982 uruchomiono w Elektrowni Bełchatów blok energetyczny z prototypową turbiną typu 13K360 o mocy 360 MW, wyprodukowaną przez Zamech Elbląg wg licencji firmy Brown-Boveri Comp. Energopomiar wykonał kompleksowe badania dla określenia eksploatacyjnych charakterystyk i wskaźników pracy turbozespołu [1, 2]. W niniejszym artykule przedstawiono wyniki tych badań.

1. Opis turbozespołu

Dane techniczne turbiny [3] są następujące: moc znamionowa 360 MW, moc maksymalna trwała 371 MW, ciśnienie pary świeżej przy mocy znamionowej i maksymalnej 17,65 MPa (przy mocach niższych wartości poślizgowe), temperatura pary świeżej i wtórnie przegrzanej 535°C, ciśnienie w skraplaczu 0,0068 MPa (przy wodzie chłodzącej o temperaturze 22°C i przepływie 35 000 t/h), prędkość obrotowa wirników 3000 1/min.

Część przepływowa turbiny składa się: w dwupłaszczowej części wysokoprężnej z jednowieńcowego stopnia regulacyjnego i 19 stopni prędkości; w dwupłaszczowej, dwustrumieniowej części średnioprężnej z 2x16 stopni prędkości; w dwupłaszczowej, dwustrumieniowej części niskoprężnej z 2x5 stopni prędkości. Wirniki połączone są sprzęgłami sztywnymi i wsparte na trzech łożyskach, przy czym wolny koniec wirnika niskoprężnego połączony jest sprzęgłem z wirnikiem prądnicy i obciąża przednie łożysko wirnika prądnicy. Łożyska nośne są typu panwiowego, gdyż licencjodawca - na podstawie swoich doświadczeń - dokonał wymiany pierwotnie przewidzianych łożysk typu trójsegmentowego.

Para świeża dopływa do czterech oddzielnych komór zaworowych WP a następnie przepływa czterema rurociągami do poszczególnych segmentów pierścienia dyszowego, umieszczonego w kadłubie wewnętrznym części WP. Po przejściu przez część WP para kierowana jest dwoma rurociągami do przegrzewacza międzystopniowego w kotle. Para wtórnie przegrzana dopływa do czterech oddzielnych komór zaworów odcinająco-regulacyjnych SP, a następnie do części SP. Część SP posiada dwa rurociągi przelotowe doprowadzające parę do części NP. Po przejściu przez część NP para odprowadzana jest dwoma wylotami do skraplacza.

Turbina posiada sześć nieregulowanych upustów pary dla regeneracji. Kondensat ze skraplacza podgrzewany jest w chłodnicy pary dławnicowej i w czterech podgrzewaczach niskiego ciśnienia, a następnie zostaje odgazowany w odgazowywaczu o zmiennym ciśnieniu (ciśnienie obliczeniowe 1,18 MPa). Woda zasilająca podgrzewana jest w dwóch nitkach z dwoma podgrzewaczami wysokiego ciśnienia do temperatury 252°C.

Do inowacji konstrukcyjnych nie spotykanych w dotychczas eksploatowanych w kraju turbinach zaliczyć należy przede wszystkim eliminację połączenia kołnierzowego płaszcza wewnętrznego kadłuba wysokoprężnego; zamiast tego rodzaju połączenia zastosowano pierścienie skurczowe. Nowością jest także wyposażenie kadłuba niskoprężnego w instalację wtrysku kondensatu do schładzania pary wylotowej przy niskich obciążeniach. Sterowanie wtrysku jest związane bezpośrednio ze sterowaniem zaworów regulacyjnych SP.

Turbina wyposażona jest w nowoczesny układ regulacji. Główne funkcje regulacji i zabezpieczeń realizowane są przez zespoły hydrauliczne, a funkcje pomocnicze - przez zespoły pneumatyczne i elektryczne. Układ przystosowany jest do współdziałania z urządzeniami do automatycznego prowadzenia ruchu turbiny, w tym także dla celów automatycznej regulacji częstotliwości i mocy.

Układ regulacji turbiny obejmuje: regulację prędkości obrotowej, regulację ciśnienia pary świeżej, regulację zrzutu pary do skraplacza, regulację wtrysku wody do wstawki zrzutowej, regulację bezpieczeństwa a także układ zabezpieczeń zrzutu pary do skraplacza i układ do prób zespołów regulacji i zabezpieczeń.

Charakterystyczną cechą rozrządu parowego turbiny jest to, że każdy zawór szybkozamykający jest integralnie związany z zaworem regulacyjnym, przy czym - odmiennie do stosowanych dotąd koncepcji - zawór szybkozamykający znajduje się za zaworem regulacyjnym w odniesieniu do strumienia pary. Zawory szybkozamykające turbiny a także zawory regulacyjne SP mają indywidualne wzmacniacze spływu oleju, spełniające rolę przyspieszaczy zamykania zaworów w przypadku zadziałania regulacji bezpieczeństwa i zabezpieczeń.

W obwodach hydraulicznych regulacji występują dwa poziomy ciśnienia oleju ustalone zaworami przelewowymi: oleju siłowego - do napędu serwomotorów - o ciśnieniu 2,75 MPa oraz oleju regulacyjnego o ciśnieniu 0,78 MPa. Obwody pneumatyczne zasilane są powietrzem z magistrali o ciśnieniu utrzymywanym w granicach 0,64-0,98 MPa.

2. Stan i warunki ruchu turbozespołu w trakcie badań

Przed planowanymi pomiarami cieplnymi przeprowadzono pod nadzorem przedstawicieli wytwórcy remont turbozespołu i innych urządzeń bloku, w

czasie którego usuwane były usterki stwierdzone w eksploatacji, w tym także usterki armatury odcinającej.

Do rozpoczęcia pomiarów turbina przepracowała ok. 2680 godzin a liczba odstawień wynosiła 119. Bezpośrednio przed przystąpieniem do pomiarów stwierdzono: pogorszoną próżnię powodowaną nieszczelnościami oraz ograniczoną wydajnością smoczków przy wysokim obciążeniu parowym skraplacza, nieszczelności armatury i odprowadzanie wody zasilającej poza układ - powodujące straty czynnika i ciepła.

Przy wszystkich obciążeniach pracowała tylko turbopompa wody zasilającej; turbina napędowa oraz odgazowywacz zasilane były parą wyłącznie z upustu 5 turbiny głównej. Zasuwy w rurociągach pary do podgrzewaczy niskoprężnych otwarte były całkowicie, a do podgrzewaczy wysokoprężnych lekko przymknięte - dla ograniczenia wydmuchu pary przez połączenia kołnierzowe i armaturę. Wtrysk wody do przegrzewacza pary świeżej pobierany był zza regeneracji wysokoprężnej, a do przegrzewacza pary międzystopniowej - z upustu pompy wody zasilającej. Zasuwy w rurociągach wody chłodzącej za skraplaczem były całkowicie otwarte; w układzie próżniowym utrzymywano w ruchu 3 smoczki wodne. Na czas pomiaru zamykano doprowadzenie wody uzupełniającej do skraplacza; dosilanie układu odbywało się okresowo pomiędzy pomiarami. W obrębie bloku odstawione były podgrzewacze kaloryferowe, nie pobierano pary z kolektorów 1,7 i 0,6 MPa dla potrzeb turbozespołu. Kocioł opalano pyłem węgla brunatnego oraz okresowo, w czasie wypadnięcia młyna, włączano palniki olejowe dla ustabilizowania spalania.

3. Metodyka przeprowadzonych badań

Na rysunku 1 przedstawiono schemat cieplny turbozespołu i miejsca pomiarów. Pomiar mocy elektrycznej, ciśnień i temperatur dokonywany był sprawdzonymi przyrządami kontrolnymi klasy 0,2-0,5. Główne strumienie czynnika mierzone były za pomocą eksploatacyjnych zwężek pomiarowych i podłączonych kontrolnych rtęciowych manometrów różnicowych.

Zużycie pary przez turbinę określono na podstawie pomiaru pary na dolocie do turbiny (M_1) i wody zasilającej do kotła (M_{wz_p}), uwzględniając toleranację pomiarową obu strumieni (σ_{M_1}, $\sigma_{M_{wz_p}}$):

$$M = \left(\frac{M_1}{\sigma^2_{M_1}} + \frac{M_{wz_p}}{\sigma^2_{M_{wz_p}}}\right) : \left(\frac{1}{\sigma^2_{M_1}} + \frac{1}{\sigma^2_{M_{wz_p}}}\right), \qquad (1)$$

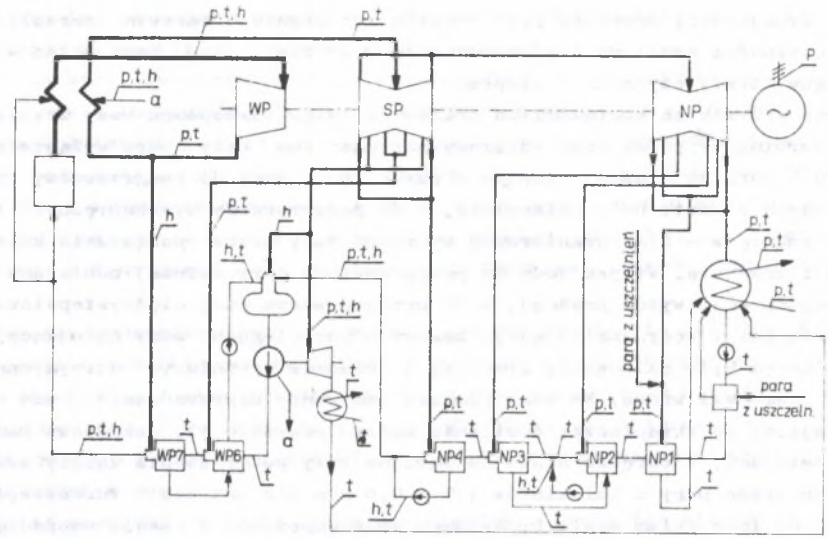
przy czym

$$M_{wz_p} = M_{wz_r} - 0,2\,\Delta M_o, \qquad (2)$$

gdzie:

M_{wz_r} - zmierzony przepływ wody zasilającej za regeneracją,

ΔM_o - ubytek czynnika w obiegu.



Rys. 1. Schemat cieplny turbozespołu

p - ciśnienie, t - temperatura, h - ciśnienie różnicowe, P - moc

Ilość pary do wtórnego przegrzania (M_{m1}) wyznaczono z bilansu masowego wysokoprężnej części turbiny.

Zużycie pary świeżej i przegrzanej międzystopniowo było kontrolowane również przez bilans masowy czynnika w obrębie turbozespołu, przy porównaniu wartości bilansowych z pomiarem kondensatu za regeneracją niskoprężną. Przepływ pary z upustów turbiny wyznaczono z bilansów cieplnych podgrzewaczy regeneracyjnych i odgazowywacza. Wartości z pomiaru bezpośredniego (para do podgrzewacza WP7 i do odgazowywacza) nie odbiegały znacząco od wartości obliczonych z bilansu.

Obliczenia tolerancji pomiarów wykazały, że ten sposób wyznaczania przepływu czynników pozwolił określić jednostkowe zużycie ciepła z dokładnością $\pm$ 0,96%.

Zużycie ciepła przez turbozespół w warunkach gwarancyjnych dostawcy określono z zależności:

$$Q = \left[M(i_1 - i_{wz}) + M_{m1}(i_{m_2} - i_{m_1}) - 0{,}8\,\Delta M_o(i' - i_k)\right] k \qquad (3)$$

gdzie:

i_1 - entalpia pary świeżej przed częścią WP;

i_{wz} - entalpia wody zasilającej za podgrzewaczem WP7;

i_{m1}, i_{m2} - entalpia pary za częścią WP i przed częścią SP turbiny;

$0,8\Delta M_o$ - część ubytku czynnika w obiegu przypadająca na układ turbinowy;

i' - entalpia nasycenia wody dla ciśnienia w odgazowywaczu;

i_k - entalpia kondensatu za skraplaczem;

k - iloczyn poprawek według krzywych korekcyjnych dostawcy, uwzględniających odchylenia od wartości znamionowych podstawowych parametrów pary i wody chłodzącej.

Jednostkowe zużycie ciepła przez turbozespół w warunkach gwarancyjnych dostawcy określono z zależności:

$$q = \frac{Q}{P + P_{TP} - \Delta P_{wtw} + \Delta P_{wz} + \Delta P_{sk}}, \qquad (4)$$

gdzie:

P - moc zmierzona na zaciskach prądnicy;

P_{TP} - moc turbiny do napędu pompy wody zasilającej obliczona z bilansu tej turbiny;

ΔP_{wtw} - przyrost mocy spowodowany używaniem wtrysku do pary międzystopniowej;

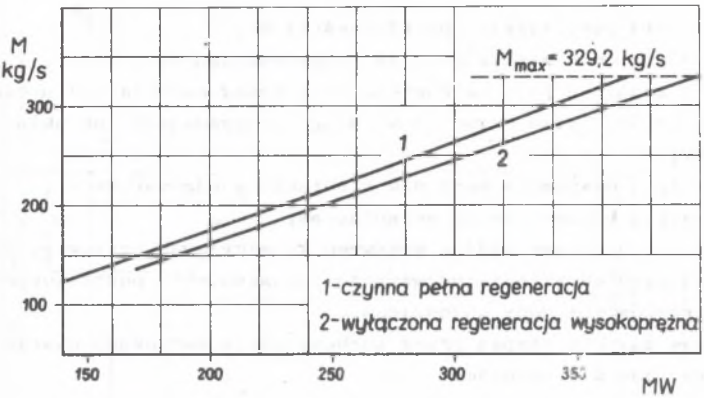
ΔP_{wz} - ubytek mocy spowodowany niezgodnością przepływu pary z wodą zasilającą;

ΔP_{sk} - ubytek mocy spowodowany pogorszonym stanem technicznym skraplacza i układu próżniowego.

4. Moc osiągana przez turbozespół

Na rysunku 2 przedstawiono zależności zużyoła pary przez turbozespół od mocy na zaciskach prądnicy dla dwóch układów pracy: z czynną pełną regeneracją oraz dla wyłączonej całkowicie regeneracji wysokoprężnej. Przy wyznaczaniu tych zależności uwzględniono odstępstwa warunków pracy od nominalnych wg podanej metodyki.

Dla określenia maksymalnego poboru pary przez turbozespół wykonano specjalny pomiar, przy czym jako główny warunek ograniczający przyjęto wartość dopuszczalnego przez wytwórcę ciśnienia w komorze za kołem regulacyjnym w wysokości 15 MPa. Przy aktualnym stanie technicznym turbozespołu maksymalne zużycie pary wynosi ok. 330 kg/s; zawory regulacyjne nie są wtedy jeszcze całkowicie otwarte.



Rys. 2. Zużycie pary przez turbozespół

Korzystając z powyższej wartości można z rysunku 2 określić wartości maksymalnych uzyskiwanych obciążeń turbozespołu; wynoszą one:
- dla układu pracy z czynną pełną regeneracją ok. 372 MW,
- dla układu pracy z wyłączoną regeneracją wysokoprężną ok. 400 MW.

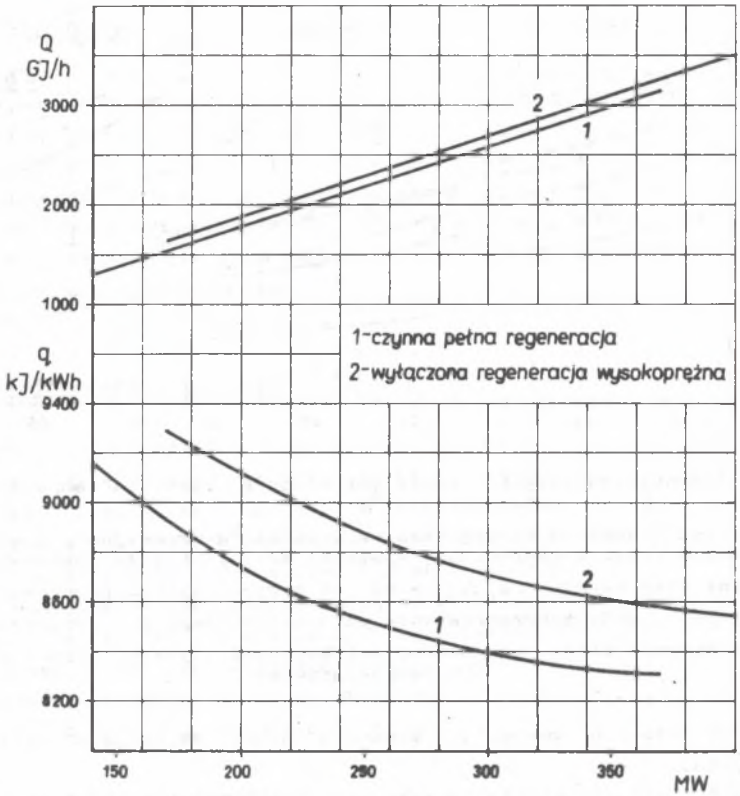
Wartości te są w przybliżeniu zgodne z wartościami podanymi przez wytwórcę (371 i 396 MW).

Należy nadmienić, że w warunkach badanego bloku zachodzi konieczność używania wtrysku wody do przegrzewacza pary wtórnej dla regulacji jej temperatury [1], w ilości do ok. 17 kg/s. Zwiększenie przepływu pary przez części SP i NP turbiny daje w wyniku dodatkową moc w wysokości do ok. 15 MW. Takie zwiększenie mocy turbozespołu do 415 MW wymaga prowadzenia pracy prądnicy przy współczynniku mocy ok. 0,95; wskaźniki stanu mechanicznego i dynamicznego turbozespołu przy tych obciążeniach mieszczą się w dopuszczalnych granicach.

5. Zużycie ciepła przez turbozespół

Na rysunku 3 przedstawiono zależność zużycia ciepła przez turbozespół od mocy na zaciskach prądnicy dla pracy z czynną pełną regeneracją i dla pracy z wyłączoną regeneracją wysokoprężną.

Całkowite zużycie ciepła dla zakresu obciążeń bloku 100-75%, tj. najczęściej występującego w normalnej eksploatacji, wynosi ok. 3060-2340 GJ/h. Wyłączenie regeneracji wysokoprężnej powoduje zwiększenie zużycia ciepła o ok. 115 GJ/h, tj. przeciętnie o ok. 4,3%.



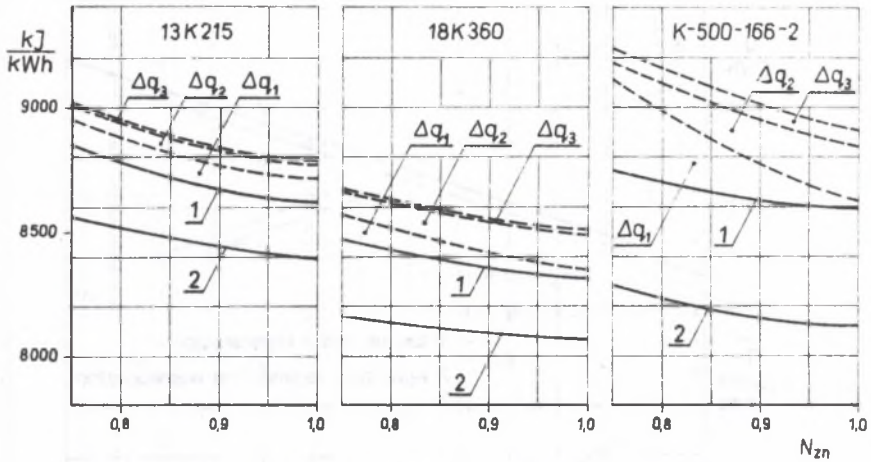
Rys. 3. Całkowite (Q) i jednostkowe (q) zużycie ciepła przez turbozespół

Jednostkowe zużycie ciepła dla obciążenia 360 MW jest następujące:

- wartość w warunkach pomiarowych q_p 8571 kJ/kWh
- wartość przeliczona na warunki znamionowe, bez korekty na stan techniczny skraplacza i układu próżniowego q' 8437 kJ/kWh
- wartość przeliczona na warunki znamionowe, z korektą na stan techniczny skraplacza i układu próżniowego q_k 8311 kJ/kWh
- wartość gwarantowana q_{gw} 8064 kJ/kWh

Z powyższego widać, że jednostkowe zużycie ciepła przeliczone na warunki znamionowe (tzn. parametry znamionowe pary i wody chłodzącej, nie używanie wtrysku do przegrzewacza pary wtórnej, szczelny układ po stronie pary i wody) oraz poprawny stan skraplacza i układu próżniowego q_k jest wyższe od wartości gwarantowanej q_{gw} o 247 kJ/kWh, tj. o 3,06%, z tym, że zastrzeżona przez wytwórcę tolerancja "konstrukcyjna" wynosi +1,5% a tolerancja wykonania pomiaru wynosi $\pm$ 0,96%.

Dodać trzeba, że w warunkach eksploatacji turbozespołu realną do osiągnięcia wartością zużycia ciepła jest raczej wartość q' a nie q_k, gdyż po-



Rys. 4. Jednostkowe zużycie ciepła turbin dużej mocy dla temperatury wody chłodzącej 22°C

1 - wartości z pomiaru skorygowane na warunki "gwarancyjne", 2 - wartości gwarantowane przez wytwórcę, Δq_1 - wzrost zużycia ciepła powodowany przez pogorszony stan skraplacza, Δq_2 - wzrost zużycia ciepła powodowany stosowaniem wtrysku wody do przegrzewacza pary międzystopniowo przegrzanej, Δq_3 - wzrost zużycia ciepła powodowany zwiększonymi ubytkami czynnika z obiegu wodno-parowego

dane przez wytwórcę wymagania i wskaźniki pracy skraplacza są trudne do osiągnięcia.

Na wzrost zużycia ciepła, oprócz odchyłek parametrów dolotowych pary świeżej i przegrzanej międzystopniowo, składają się następujące przyczyny:

- stosowanie wtrysku wody do regulacji temperatury pary przegrzanej międzystopniowo w ilości do ok. 17 kg/s, powodujące pogorszenie zużycia ciepła do ok. 134 kJ/kWh;
- gorszy od gwarantowanego stan techniczny skraplacza i układu próżniowego, powodujący pogorszenie zużycia ciepła średnio o ok. 50 kJ/kWh;
- zwiększone nieszczelności armatury odcinającej w obrębie instalacji rurociągowej turbozespołu oraz zrzut wody zasilającej poza obieg (grzanie elektropompy), które oprócz strat czynnika (ok. 2,4% ilości pary świeżej, tj. o ok. 1,4% więcej od wartości poprawnych), powodują pogorszenie zużycia ciepła turbozespołu o ok. 25 kJ/kWh.

Na rysunku 4 zestawiono wartości jednostkowego zużycia ciepła: wg danych gwarancyjnych, uzyskane z pomiaru dla przeciętnych warunków eksploatacyjnych oraz po skorygowaniu na warunki "gwarancyjne" dla uruchomionych w ostatnim okresie turbozespołów dużej mocy, tj. 200 MW w El. Dolna Odra, Rybnik, Jaworzno III, Połaniec (średnia dla 10 jednostek), 360 MW w El. Bełchatów i 500 MW w El. Kozienice [4, 5]. Z rysunku wynika, że:

- gwarantowane zużycie ciepła jest najniższe dla turbin 360 MW a najwyższe dla turbin 200 MW;
- zużycie ciepła uzyskane podczas pomiarów gwarancyjnych jest najniższe dla turbiny 360 MW;
- zużycie ciepła w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych - z wyłączeniem parametrów dolotowych pary i wody chłodzącej - jest najniższe dla turbiny 360 MW a najwyższe dla turbin 500 MW; do najważniejszych przyczyn powodujących pogorszenie wskaźników ekonomicznych pracy turbozespołów należą: konieczność stosowania wtrysku wody do przegrzewacza pary wtórnej, pogorszony stan techniczny skraplaczy, nadmierne nieszczelności w obiegu wodno-parowym.

6. Sprawność wewnętrzna turbiny

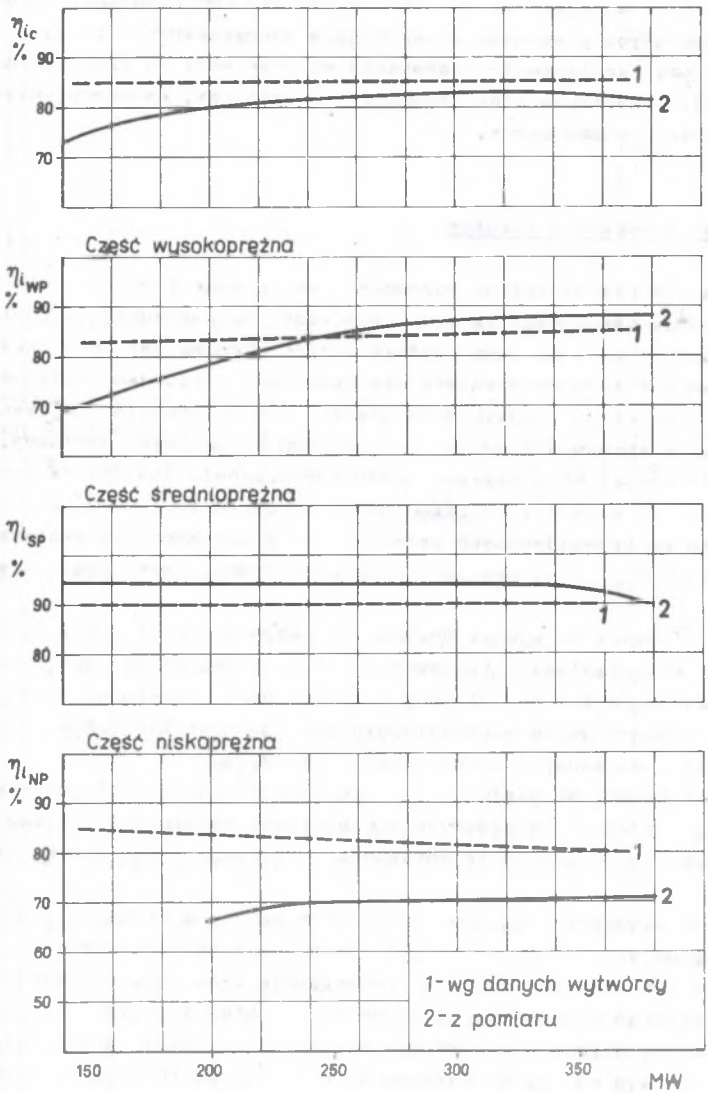
Na rysunku 5 przedstawiono sprawności wewnętrzne turbiny. Dla części WP i SP turbiny sprawności te można wyznaczyć bezpośrednio z pomiaru parametrów pary przed i za daną częścią turbiny, natomiast dla części NP i ogólną sprawność turbiny wyznacza się pośrednio z bilansu mocy turbiny, toteż są one obarczone największym błędem. Dla porównania na rysunku naniesiono także sprawności obliczone z danych bilansowych dostawcy.

Sprawność części WP w zakresie mocy turbozespołu 150-380 MW wynosi 71-78% i odbiega od wartości obliczeniowych odpowiednio o (-12) - (+3)%; wartości wyższe od przewidywanych przez wytwórcę uzyskano dla obciążeń w zakresie 0,5-1,0 N_{zn}, tzn. przy wyższych przepływach pary przez system łopatkowy.

Sprawność części SP wynosi 94-90% i w całym zakresie mocy jest wyższa od wartości obliczeniowej. Ponieważ część SP wytwarza ok. 38% łącznej mocy turbozespołu (w tym ok. 4% mocy z ilości pary powstałej ze stosowania wtrysku do przegrzewacza międzystopniowego) jest to korzystne i powoduje wzrost ogólnej sprawności wewnętrznej o ok. 0,7%.

Sprawność części NP mieści się w zakresie 58-70% i jest niższa od obliczeniowej o 27-11%, co powoduje zmniejszenie sprawności ogólnej przeciętnie o ok. 4%. Pogorszenie sprawności występuje na dwóch ostatnich stopniach.

Sprawność wewnętrzna ogólna w mierzonym zakresie obciążeń (150-380 MW) zmienia się od ok. 75% do ok. 81,3%. Jest ona niższa od wartości obliczeniowych w całym zakresie obciążeń przeciętnie o ok. 3%. Uwzględniając odstępstwa sprawności poszczególnych części turbiny oraz ich udziały w wytwarzaniu mocy, uzyskuje się zmianę sprawności ogólnej w odniesieniu do danych wytwórcy o ok. 2,8%. Koresponduje to z przekroczeniem projektowego zużycia ciepła o 3,06%, jeśli uwzględni się dokładność pomiarową tych wielkości.



Rys. 5. Sprawności wewnętrzne turbiny (η_{i_c}) i jej części

7. Praca podgrzewaczy regeneracyjnych

Pracę podgrzewaczy WP można uznać za zadowalającą. Temperatura końcowa podgrzewu wody zasilającej jest praktycznie w całym zakresie obciążeń badanych zbliżona do wartości dostawcy, pomimo przymknięcia pary do podgrzewaczy dla ograniczenia wydmuchu pary przez nieszczelności armatury i połączenia kołnierzowe. Przyrosty temperatur wody zasilającej w podgrzewaczach są zbliżone do danych fabrycznych a rozkład temperatur w obu nitkach jest prawie identyczny. Spiętrzenia temperatur pomiędzy temperaturą nasycenia dla ciśnienia w podgrzewaczu i temperaturą wody zasilającej za podgrzewaczem są niskie i wynoszą: dla WP7 ok. 4,4 K, dla WP6 ok. 6,7 K - co świadczy o dobrej pracy tych podgrzewaczy.

Praca podgrzewaczy NP jest również poprawna. Przyrosty temperatur w tych podgrzewaczach są zbliżone do wartości fabrycznych a spiętrzenia temperatur są niskie i wynoszą: dla NP4 ok. 3 K, dla NP3 ok. 3,4 K, dla NP2 ok. 4,9 K i dla NP1 ok. 2,5 K. Powyższe spiętrzenia uzyskano przy nieprzerwanej pracy pomp skroplin, tj. przy obciążeniach wyższych od 200 MW. Pompy te pracują w automatyce i przy niższych obciążeniach wypadają z ruchu; w takim przypadku skropliny powinny być odprowadzane przez zawór regulacyjny do skraplacza. Wysokie nastawienie zaworu jest przeszkodą w odprowadzeniu skroplin do skraplacza i powoduje wzrost poziomu w podgrzewaczach a także wzrost spiętrzenia temperatur do ok. 22 K.

8. Praca skraplacza

Skraplacz chłodzony jest wodą w obiegu zamkniętym. W układzie chłodzenia skraplacza pracują dwie pompy. Część wody z obiegu głównego (ok. 830 kg/s) kierowana była do skraplacza turbiny pomocniczej.

Strefa podgrzania wody chłodzącej podczas pomiarów w zakresie obciążeń 150-380 MW wynosiła 10,2-4,4 K. Obliczony dla tych wartości przepływ wody wynosił ok. 13 530 kg/s, tj. o 40% wyższy od znamionowego 9730 kg/s.

Uzyskane w czasie pomiarów spiętrzenia temperatur były wyższe od wartości charakteryzujących poprawną pracę skraplacza o ok. 0,3-4,4 K i wynosiły 4,3-11,9 K. Wzrost spiętrzenia temperatur wynika głównie z nieszczelności układu próżniowego oraz z wysokiego obciążenia parowego powierzchni skraplacza, ponieważ rurki skraplacza były czyste. O czystości rurek świadczy niska wartość oporu hydraulicznego po stronie wody, która w odniesieniu do znamionowego przepływu wody wynosiła 26 kPa (wartość fabryczna 27,2 kPa).

Zmierzona przy obciążeniu znamionowym prędkość spadku próżni 0,8 kPa/min świadczy o nieszczelnościach układu próżniowego. Należy podkreślić, że podana przez wytwórcę wartość żądana 0,133 kPa/min stawia przed obsługą wysokie wymagania i jest trudna do uzyskania, z uwagi na niekorzystnie

dobrane charakterystyki smoczków (nawet przy pracy trzech smoczków niewielki przyrost przyssania powietrza powyżej 20 kg/h powoduje bardzo szybkie i znaczne pogorszenie próżni w skraplaczu).

Związane z powyższym pogorszenie próżni wzrasta wraz z obciążeniem skraplacza i w zakresie obciążeń turbiny 150-380 MW wynosi 0,0002-0,0033 MPa.

Licencyjny skraplacz BBC jest urządzeniem, w którym zastosowano nową konfigurację układu rurowego (tzw. układ pęczkowy), co pozwala na zwiększenie obciążenia parowego powierzchni skraplacza. W dotychczas eksploatowanych skraplaczach obciążenie to nie przekraczało 40-50 kg/m^2.h. W badanym skraplaczu wartość ta wynosi 73 kg/m^2.h (dla obciążenia znamionowego) i jest wyższa od wyznaczonej z danych bilansowych dostawcy o 6 kg/m^2.h; wzrost ten wynika z konieczności stosowania wtrysku do pary międzystopniowej.

9. Działanie układu regulacji

Po raz pierwszy w turbinie wykonanej przez Zamech występuje stopień nieczułości regulatora prędkości obrotowej $\varepsilon \leqslant 0{,}06\%$ prędkości znamionowej, podczas gdy w dotychczas produkowanych turbinach był on określany na nie mniej niż 0,2%. Tak niski stopień nieczułości możliwy jest do osiągnięcia dzięki zastosowaniu w regulatorze prędkości obrotowej zasady porównywania sił: siły odśrodkowej wirującego ciężaru i sił oleju do sterowania oraz dzięki wbudowaniu w obwód regulacji prędkości obrotowej pulsatora ciśnienia oleju. Słabym punktem tego obwodu jest ogranicznik przyspieszenia o bardzo skutecznym wpływie na skrócenie czasów zamykania zaworów regulacyjnych w przypadku zrzutów obciążenia, podatny na uszkodzenia w pierwotnym swoim wykonaniu.

Charakterystyki statyczne układu regulacji turbiny wykazują zadowalającą zgodność pomontażowych nastaw regulacji z wymaganiami konstrukcyjnymi i wynikami pomiarów na stacji prób u wytwórcy.

Oscylografowanie zamykania zaworów szybkozamykających turbiny po pobudzeniu ich elektromagnetycznym zaworem wyłączenia turbiny - dało następujące wyniki:

- zawory szybkozamykające WP zamknęły się po upływie 0,37 s, przy czasie bezruchu 0,2 s,
- zawory szybkozamykające SP zamknęły się po upływie 0,5 s, przy czasie bezruchu 0,22 s.

Oscylografowanie zamykania zaworów regulacyjnych po pobudzeniu ich przez przełączenie suwaka do prób regulacji przy zamkniętych serwomotorach zaworów szybkozamykających - dało wyniki: 0,12 s i 0,05 s dla zaworów regulacyjnych WP oraz odpowiednio 0,26 s i 0,08 s dla zaworów regulacyjnych SP.

Ww. czasy pozwalają wydać zadowalającą ocenę własności dynamicznych zarówno zaworów szybkozamykających jak i regulacyjnych.

Dla oceny własności dynamicznych układu regulacji prędkości obrotowej turbiny przeprowadzono oscylografowanie zrzutu obciążenia z mocy znamionowej 360 MW; po zrzucie nastąpił przyrost prędkości obrotowej Δn_{max} = = 160 1/min, tj. o 5,06%, który został opanowany przez układ regulacji.

10. Uwagi końcowe

Przedstawiona ocena wskaźników techniczno-ekonomicznych turbiny o mocy 360 MW, dokonana na podstawie obszernych pomiarów pierwszej jednostki tego typu wykazała, że nie wszystkie wskaźniki pracy osiągnęły przewidywany przez projektantów poziom. Dotyczy to zwłaszcza zużycia ciepła przez ten turbozespół. Główne przyczyny takiego stanu to mniejsza sprawność ogólna systemu przepływowego turbiny, pogorszona próżnia i nieszczelności armatury. Zmniejszenie zużycia ciepła jest możliwe, ale trudne do uzyskania w praktyce i stawia wysokie wymagania przed obsługą ruchową, szczególnie w zakresie prac konserwacyjno-remontowych.

Porównanie wskaźników uzyskanych dla powszechnie dotąd stosowanych turbin 200 MW jak też i turbin o mocy 500 MW wykazuje, że turbiny nowej serii o mocy 360 MW stanowią duży krok naprzód w zakresie unowocześnienia krajowego systemu energetycznego.

LITERATURA

[1] Praca zbiorowa: Wstępna ocena techniczna bloku 360 MW w Elektrowni Bełchatów. Opracowanie ZPBE Energopomiar Gliwice nr ewid. 1484, 1982.

[2] M. Kępska: Sprawozdanie z rozszerzonych pomiarów gwarancyjnych i eksploatacyjnych turbozespołu i bloku 360 MW nr 1 w El.Bełchatów. Opracowanie ZPBE Energopomiar Gliwice, nr ewid. 176/83, 1983.

[3] R. Łączkowski: Turbina parowa typu 18K360. Energetyka, zeszyt 5, 1976.

[4] M. Kępska: Opracowanie i zestawienie wyników pomiarów turbozespołów kondensacyjnych 200 i 120 MW oraz turbozespołów ciepłowniczych. Opracowanie ZPBE Energopomiar Gliwice, nr ewid. 1241, 1980.

[5] Cz. Folwarczny, M. Jaroszek: Sprawozdanie z pomiarów cieplnych turbozespołu nr 9 w Elektrowni Kozienice. Opracowanie ZPBE Energopomiar Gliwice, nr ewid. 343/81, 1981.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Tadeusz Chmielniak

ОЦЕНКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ УКАЗАТЕЛЕЙ ПРОТОТИПА ТУРБИНЫ С МОЩНОСТЬЮ 360 Мвт

Р е з ю м е

В 1982 г. запущено в электростанции Белхатов энергетический блок с прототипной турбиной типа 18К360 мощностью 360 Мвт производства фирмы "ЗАМЕХ" в Эльблонге (Польша) на лицензии фирмы Бровн-Бовери Комп. Предприятие Энергопомар провело комплексные испытания эксплуатационных характеристик и показателей работы турбоблока [1, 2]. В настоящей статье представлено результаты этих испытаний.

TECHNO-ECONOMIC INDICES EVALUATION FOR PROTOTYPE 360 MW TURBINE

S u m m a r y

In 1982 in Power Station Bełchatów the power unit with prototype 360 MW turbine type 18K360 made by Zamech Elbląg using Brown Boveri Comp. licence was set in motion. Energopomiar made complex examinations to determine exploatation characteristics and indices of turbine set. The paper presents their results.