

SYMPTOMY DRGANIOWE W DIAGNOSTYCE TURBIN PRZECIWPREŻNYCH I UPUSTOWYCH

Tomasz GAŁKA

Instytut Energetyki, Pracownia Diagnostyki Urządzeń Ciepłych Elektrowni
ul. Augustówka 5, 02-981 Warszawa, fax (22) 642 8378, e-mail tomasz.galka@ien.com.pl

Streszczenie

W wibrodiagnostyce turbin parowych przedmiotem zainteresowania są przede wszystkim duże turbozespoły kondensacyjne. W porównaniu z nimi turbozespoły przeciwprężne i upustowe, pracujące w elektrociepłowniach komunalnych i przemysłowych, charakteryzują się nie tylko inną konstrukcją, ale również innymi uwarunkowaniami eksploatacyjnymi. Różnice te w znacznym stopniu wpływają na rejestrowane sygnały drganiowe, a zatem i na symptomy diagnostyczne. Ich interpretacja może się okazać znacznie trudniejsza. W szczególności należy uwzględnić duży wpływ parametrów pracy na rejestrowane wartości symptomów, przy czym procedury normalizacyjne, opracowane dla turbin kondensacyjnych, nie są w tym przypadku przydatne. Potwierdzają to wyniki badań, przeprowadzonych na turbinie kondensacyjno-upustowej 25 MW.

Słowa kluczowe: turbina parowa, wibrodiagnostyka, symptom diagnostyczny.

VIBRATION-BASED SYMPTOMS IN THE DIAGNOSTICS OF COUNTER-PRESSURE AND TAPPED TURBINES

Vibrodiagnostics of steam turbines has been focused mainly on large condensing units. Compared to them, counter-pressure and tapped turbines, operated by municipal and industrial CHP plants, are characterized not only by different design features, but also by operational conditions. These differences markedly influence measurable vibration signals and hence diagnostic symptoms. Diagnostic reasoning may thus prove more difficult. In particular, large influence of operational parameters on recorded symptom values must be accounted for; typical normalization procedures, developed for condensing units, prove unsuitable in such cases. This has been confirmed by experimental studies of a 25 MW condensing tapped turbine.

Keywords: steam turbine, vibrodiagnostics, diagnostic symptom.

1. WPROWADZENIE

Głównym obiektem zainteresowania w wibrodiagnostyce turbozespołów są duże bloki kondensacyjne, pracujące w energetyce zawodowej. Jest to uzasadnione ich dużym kosztem oraz poważnymi skutkami awarii – zarówno pod względem bezpośredniego zagrożenia, jak i ponoszonych kosztów. Dla tych obiektów, będących reprezentatywnym przykładem maszyn krytycznych, opracowuje się zarówno najnowocześniejsze systemy, jak i najbardziej zaawansowane procedury diagnozowania i prognozowania.

W porównaniu z nimi turbozespoły przeciwprężne i upustowe, pracujące w elektrociepłowniach komunalnych i przemysłowych, skupiały mniejszą uwagę. Są to maszyny znacznie mniejsze; eksploatowane w kraju turbozespoły tego rodzaju rzadko przekraczają moc elektryczną 100 MW, a najczęściej spotykane są jednostki w zakresie 10 ÷ 50 MW. Charakteryzują się dużym zróżnicowaniem parametrów i rozwiązań

konstrukcyjnych, co utrudnia stosowanie typowych systemów: o ile w elektrowni zawodowej z reguły pracują turbiny jednego lub dwóch typów, o tyle w elektrociepłowni niejednokrotnie każdy turbozespół jest inny. Należy też pamiętać, że skutki awarii nie są odczuwane przez system elektroenergetyczny jako całość. Wszystko to nie sprzyja stosowaniu rozbudowanych systemów diagnostycznych, których koszt jest z reguły wysoki.

Nie oznacza to oczywiście, że bezawaryjna praca tego typu turbozespołów nie jest istotna. W niektórych przypadkach – na przykład wówczas, gdy turbozespół dostarcza pary technologicznej – mogą mieć one charakter krytyczny. Skłania to do przeanalizowania przydatności rozwiązań stosowanych w odniesieniu do turbozespołów kondensacyjnych. Dotyczy to przede wszystkim interpretacji obserwowalnych symptomów diagnostycznych, a zwłaszcza mających największe zastosowanie symptomów drganiowych. Interpretacja ta wykorzystuje pewne modele, a model jest zawsze uproszczeniem. Konieczne jest

stwierdzenie, czy w konkretnym przypadku uproszczenie takie jest dopuszczalne.

W dalszym ciągu omawiane będą przede wszystkim symptomy, których źródłem są widma drgań bezwzględnych, rejestrowanych na nieruchomych częściach turbozespołu. Wydaje się jednak, że przynajmniej niektóre wnioski mogą być uogólnione na szerszą klasę symptomów drganiowych.

Zastosowano wnioski wynikające z analizy modelu wibrodiagnostycznego turbiny parowej [1, 2], pozwalające na wyodrębnienie dwu grup symptomów drganiowych, a mianowicie:

- symptomów związanych bezpośrednio z ruchem obrotowym wirnika turbiny (składowe harmoniczne);
- symptomów wynikających z oddziaływania strumienia pary z układem przepływowym (składowe łopatkowe).

Pierwsze z nich są związane z uszkodzeniami i niesprawnościami typowymi dla wszystkich maszyn wirnikowych, natomiast drugie pozostają w związku ze stanem układu przepływowego turbiny.

2. UWARUNKOWANIA KONSTRUKCYJNE I EKSPLOATACYJNE

Podstawowa zależność między wektorem cech stanu $\mathbf{X}(\theta)$ a wektorem mierzalnych symptomów $\mathbf{S}(\theta)$, gdzie θ oznacza czas,

$$\mathbf{S}(\theta) = F[\mathbf{X}(\theta)] \quad (1)$$

jest przydatna jedynie dla najprostszych obiektów, do których turbozespoły z pewnością nie należą. W [1] zaproponowano dla nich zależność typu

$$\mathbf{S}(\theta) = F[\mathbf{X}(\theta), \mathbf{R}(\theta), \mathbf{Z}(\theta)] \quad (2)$$

uwzględniającą wpływ wektorów sterowania \mathbf{R} i zakłóceń \mathbf{Z} ; w obydwóch powyższych wzorach F oznacza pewien operator.

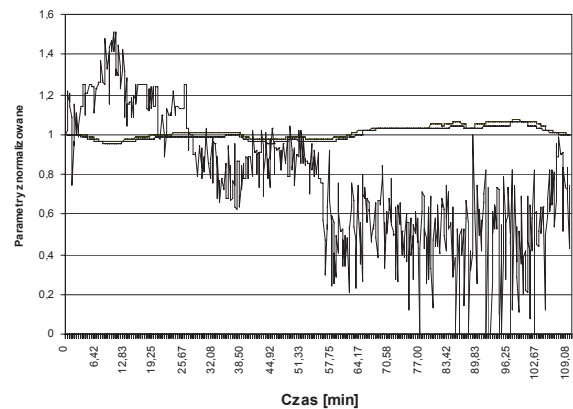
Turbozespoły kondensacyjne w energetyce zawodowej, zwłaszcza podstawowe, pracują przez znaczną część czasu z parametrami pary bliskimi znamionowym i mocą narzuconą przez wymagania systemu elektroenergetycznego. Parametry wylotowe (próżnia) zmieniają się nieco zależnie od pory roku, lecz w stosunkowo niewielkich granicach. Uzasadnia to pominięcie wpływu innych niż moc czynna parametrów pracy na składowe wektora $\mathbf{S}(\theta)$ [3], czyli przyjęcie

$$\mathbf{R}(\theta) = \{P_i(\theta)\} \quad (3)$$

Przy takim uproszczeniu możliwe jest sformułowanie stosunkowo prostych procedur normalizacji wpływu wektora sterowania [4], co bardzo ułatwia interpretację obserwowanych symptomów.

W turbozespołach przeciwprężnych i upustowych założenie to nie może być przyjęte. Na ogół produkcja energii elektrycznej jest w nich

podporządkowana wymaganiu dostarczenia pary o odpowiednich parametrach i w odpowiedniej ilości z wylotu i/lub upustów. Parametry pracy zmieniają się w związku z tym w dość dużych granicach i niejednokrotnie bardzo szybko. Przykład przedstawiono na rys. 1, ukazującym zmiany trzech parametrów (ciśnienia i przepływu pary na wlocie oraz poboru pary z upustu) w funkcji czasu w okresie około 110 minut dla turbiny 25 MW z jednym upustem regulowanym. Jak widać, parametry wlotowe (turbina jest zasilana z kolektora) wahają się nieznacznie, natomiast pobór pary z upustu, zależny od chwilowych potrzeb odbiorcy, zmienia się w szerokich granicach i bardzo szybko.



Rys. 1. Przebiegi czasowe ilości (linia przerywana) i ciśnienia (linia kropkowana) pary na wlocie oraz poboru pary z upustu (linia ciągła); parametry odniesione do ich wartości początkowych. Turbina Lang 25 MW

W [5] zaproponowano dla turbiny tego typu (ma ona cztery zawory regulacyjne) wektor sterowania \mathbf{R} w postaci

$$\mathbf{R}(\theta) = \{p_1, p_2, p_3, p_4, m_p, p_{wy}\} \quad (4)$$

gdzie p_i oznacza ciśnienie za i -tym zaworem regulacyjnym, p_{wy} – ciśnienie wylotowe, zaś m_p – przepływ masowy w upuście. Jest to zależność bardziej złożona niż (3) i trudniejsza do identyfikacji. Oczywiście w takim przypadku normalizacja wpływu mocy czynnej nie może być stosowana.

Powyższe różnice stają się szczególnie istotne dla składowych łopatkowych. Ich generacja wynika z niejednorodności, jakie w przepływie pary wprowadzają elementy układu przepływowego – łopatki poszczególnych stopni wirników i kierownic. Powodują one powstanie okresowej siły wymuszającej o częstotliwości zależnej od liczby łopatek. Dokładniejsze omówienie można znaleźć w literaturze (np. [2, 6]). Niejednorodności w przepływie pary są jednak wprowadzane również przez zawory regulacyjne i upusty; można to opisać przez rozkład ciśnienia w przekroju poprzecznym turbiny (w funkcji promienia, czyli odległości od wału, i położenia kąтового). Wpływ zaworów regulacyjnych, określane jako asymetria zasilania,

jest wspólny dla wszystkich turbin z regulacją grupową. W przypadku turbin kondensacyjnych jest on uwzględniony w procedurach normalizacji wpływu mocy czynnej, choć moc ta nie jest jednoznacznie funkcją stopnia otwarcia zaworów [5], stąd procedury te są z konieczności przybliżone. Jeśli chodzi o upusty, to sprawa przedstawia się nieco inaczej.

W turbinach kondensacyjnych para jest pobierana z upustów jedynie do podgrzewu regeneracyjnego, a jej pobór jest w porównaniu z całkowitym przepływem masowym niewielki. Opis wyników modelowania numerycznego można znaleźć w literaturze (patrz np. [7]). Przykładowo dla drugiego upustu niskoprężnego turbiny typu 13K215 o mocy nominalnej 200 MW przy maksymalnym poborze pary z upustu uzyskano największe niejednorodności rozkładu ciśnienia na poziomie około 8% ciśnienia statycznego (pobór ten wynosi około 7.8% całkowitego przepływu na wlocie do części niskoprężnej). Jest to niewiele, lecz w turbinie upustowej 13UC100 dla poboru z upustu za 16 stopniem wynoszącego 19% całkowitego przepływu przez stopień niejednorodność sięgała już, według tego samego źródła, 17%. Powoduje to powstawanie dodatkowych sił działających na układ przepływowy, a w konsekwencji zmianę obserwowanych charakterystyk drganiowych.

3. BADANIA EKSPERYMENTALNE

3.1. Obiekty i metodyka

Obiektem badań był turbozespół kondensacyjno-upustowy Lang o maksymalnej mocy elektrycznej 25 MW (ten sam, którego dotyczą przebiegi z rys. 1), zainstalowany w elektrociepłowni przemysłowej. Pracuje on w układzie kolektorowym, z parametrami wlotowymi pary 3.5 MPa/435°C. Nominalne ciśnienie w skraplaczu wynosi 9 kPa. Przepływ masowy przez turbinę wynosi przy obciążeniu znamionowym 112 t/h. Turbina jest wyposażona w upust 0.4 MPa i charakteryzuje się bardzo dużym zakresem poboru z tego upustu, sięgającym od zera do nominalnego przepływu przez turbinę. Wał turbozespołu jest podparty w czterech łożyskach ślizgowych.

W pomiarach rejestrowano widma tercjowe prędkości drgań bezwzględnych na łożyskach turbozespołu oraz na dwóch zaworach regulacyjnych. Zakres częstotliwościowy widm wynosił 10 kHz. Jako przetwornik drgań stosowano akcelerometr piezoelektryczny o zakresie 12 kHz z mocowaniem magnetycznym. Cykl pomiarowy trwał około 20 minut i w tym czasie rejestrowano podstawowe parametry pracy turbozespołu: parametry pary na wlocie i w upuście, przepływy masowe oraz moc czynną i bierną. Wykorzystywano do tego celu opomiarowanie ruchowe turbozespołu.

W celach porównawczych wykonano także pomiar na turbozespołe tego samego typu, który został przebudowany i przystosowany do pracy z pogorszoną próżnią (para z wylotu jest pobierana

do celów ciepłowniczych). Przy niezmienionym przepływie masowym przez turbinę temperatura pary wylotowej wynosi obecnie 120°C, natomiast jej ciśnienie waha się w granicach 55 ÷ 120 kPa. Osiągalna moc elektryczna wynosi 17 MW. Ogólny układ konstrukcyjny turbozespołu pozostał niezmieniony.

3.2. Wyniki pomiarów i ich omówienie

O dużej zmienności poboru pary z upustu była już mowa. W trakcie wykonanych badań maksymalny pobór (uśredniony za czas trwania cyklu pomiarowego) wynosił 60 t/h, czyli aż 71% całkowitego przepływu przez turbinę, a minimalny – 8.9 t/h (9.2%). W dalszym ciągu analizą objęto wyniki uzyskane przy trzech wariantach parametrów pracy, podanych tabeli 1.

Tabela 1. Parametry pracy turbozespołu 25 MW

Wariant	m_w	m_u	P_a	P_r
	t/h	t/h	MW	MVA _r
1	96.7	8.9	18.3	3.3
2	84.8	37.9	10.9	5.2
3	84.1	60.0	8.1	3.7

Oznaczenie: m_w – przepływ masowy przez turbinę, m_u – pobór z upustu, P_a – moc czynna, P_r – moc bierna

W zakresie składowych harmonicznych (rozpatrywane były pierwsze cztery harmoniczne oraz składowa $0.5 \times f_0$, $f_0 = 50$ Hz) w większości przypadków różnice między wynikami uzyskanymi dla poszczególnych wariantów były niewielkie, w granicach kilku decybeli. Większe różnice zaobserwowano jedynie na przednim łożysku turbiny, lecz było to prawdopodobnie spowodowane uszkodzeniem przekładni zębatej napędu głównej pompy olejowej, zlokalizowanej w przednim stojaku turbiny. Również na tylnym łożysku generatora zaobserwowano różnice składowych harmonicznych, sięgające w niektórych przypadkach kilkunastu dB, zwłaszcza w kierunku pionowym. Jest to związane najprawdopodobniej z wpływem mocy czynnej; różnica między wariantem 1 i 3 jest przeszło dwukrotna, a zatem znacznie większa, niż jest to możliwe w dużych blokach kondensacyjnych w energetyce zawodowej.¹ Generalnie ze spadkiem mocy czynnej składowe harmoniczne nieco się zmniejszały, choć przy najniższej mocy niektóre wykazywały nieznaczny wzrost. Przykład podano w tabeli 2 (tu i w dalszym ciągu dla ułatwienia porównań zastosowano skalę decybelową, w której 0 dB odpowiada 10^{-6} mm/s). Dość interesujący jest pewien wzrost składowych subharmonicznych drgań pionowych dla najniższej mocy czynnej, świadczący

¹ Dla przykładu turbozespoły 13K215 o mocy nominalnej 200 MW mogą pracować z minimalną mocą około 140 MW.

o niewielkim zmniejszeniu obciążenia łożyska, co potwierdza też spadek składowej podstawowej. W przypadku tego łożyska normalizacja wpływu mocy czynnej w oparciu o procedury stosowane dla turbozespołów kondensacyjnych mogłaby mieć zastosowanie, gdyż jest ono – w przeciwieństwie do przedniego łożyska generatora – konstrukcyjnie oddzielone od kadłuba turbiny, a zatem wpływ sił pochodzących od niejednorodnego rozkładu ciśnień jest prawdopodobnie pomijalny; wymagałoby to jednak bardziej szczegółowych badań. Warto też zwrócić uwagę, że wpływ zmian mocy na dominującą II harmoniczną jest najmniejszy, co sprawia, że całkowite wartości prędkości drgań we wszystkich wariantach różniły się nieznacznie.

Tabela 2. Składowe harmoniczne drgań pionowych tylnego łożyska generatora

Tercja [Hz]	Prędkość drgań [dBvel] w wariancie		
	1	2	3
25	80.29	81.46	87.94
50	114.23	101.44	107.07
100	117.66	116.36	116.36
160	103.53	96.40	88.22
200	106.70	98.77	102.15

W zakresie składowych łopatkowych różnice są znacznie większe. W tabeli 3 podano prędkości drgań w tercjach od 500 Hz do 8000 Hz, zarejestrowane na tylnym łożysku turbiny w kierunku pionowym.

Tabela 3. Składowe łopatkowe drgań pionowych tylnego łożyska turbiny

Tercja [Hz]	Prędkość drgań [dBvel] w wariancie		
	1	2	3
500	95.61	94.38	97.89
630	98.04	101.22	103.10
800	99.18	95.85	104.29
1000	98.69	95.30	112.57
1250	94.29	93.13	109.50
1600	94.75	98.90	110.59
2000	99.16	97.72	107.36
2500	95.24	96.57	111.80
3150	96.10	96.39	110.81
4000	98.14	98.18	103.40
5000	103.22	101.74	92.59
6300	97.07	89.81	87.43
8000	90.02	86.51	86.83

Jak widać, różnice między wariantami 1 i 2 są – mimo przeszło czterokrotnego wzrostu poboru pary z upustu – stosunkowo nieduże. Dopiero w wariancie 3 w większości pasm tercjowych następuje gwałtowny wzrost, niekiedy nawet o kilkanaście dB. Dotyczy to wszystkich tercji z wyjątkiem trzech najwyższych, gdzie największe wartości obserwuje się dla najniższego poboru pary, a potem ma miejsce wyraźny spadek.

Powyższe uwagi dotyczą jednak tylko drgań pionowych. W kierunku poziomym wpływ poboru pary z upustu jest znacznie mniejszy, a różnice na ogół nie przekraczają 4 dB. Natomiast w kierunku osiowym ilościowo obraz jest podobny do obserwowanego dla drgań pionowych, ale jakościowo zupełnie inny. Zostało to przedstawione w tabeli 4.

Tabela 4. Składowe łopatkowe drgań osiowych tylnego łożyska turbiny

Tercja [Hz]	Prędkość drgań [dBvel] w wariancie		
	1	2	3
500	99.39	95.55	93.92
630	104.05	103.45	97.42
800	104.74	100.71	98.41
1000	106.15	103.16	102.13
1250	104.69	103.85	101.01
1600	104.25	103.88	91.20
2000	104.94	103.23	93.50
2500	107.49	103.63	95.15
3150	105.76	100.97	95.85
4000	97.52	91.86	91.55
5000	90.10	85.08	87.07
6300	87.94	85.36	87.20
8000	86.20	86.31	86.55

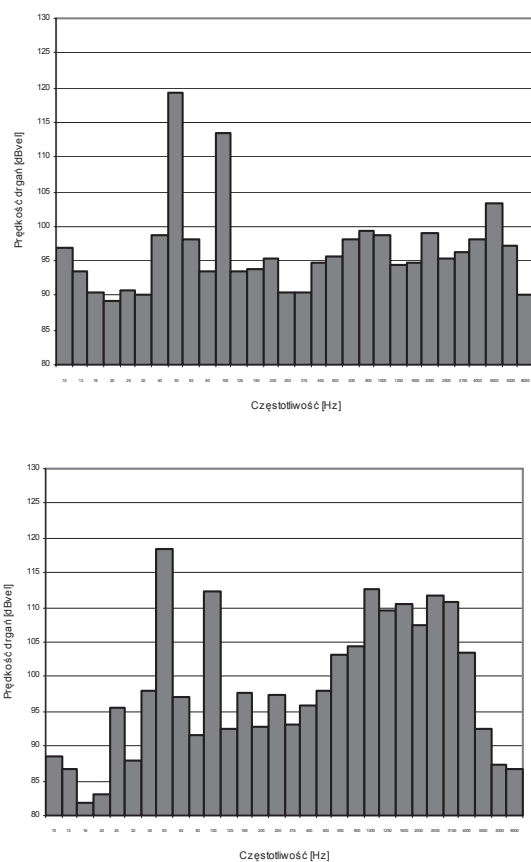
Jak widać w tabeli 4, w całym zakresie łopatkowym wartości prędkości drgań są najniższe dla wariantu 3, a więc tego, który charakteryzuje się największym poborem pary z upustu. Wyjaśnienie tego zjawiska wymagałoby dokładnej analizy z wykorzystaniem metod modelowania numerycznego, o których była wyżej mowa [7]. Analiza danych z tabel 3 i 4 świadczy jednak, że zmiana poboru pary wpływa zasadniczo nie tylko na wartości, ale również na rozkład przestrzenny sił pochodzących od niejednorodnego rozkładu ciśnienia i działających na układ przepływowy turbiny.

Warto dodać, że dla przedniego łożyska generatora, powiązanego konstrukcyjnie z kadłubem turbiny, zmiany są jakościowo podobne do obserwowanych na tylnym łożysku turbiny, choć ilościowo różnice są nieco mniejsze. Interpretacja wyników pomiarów na przednim łożysku turbiny jest trudniejsza ze względu na wspomniane uszkodzenie przekładni zębatej. Spowodowało ono anormalny wzrost drgań nie tylko w zakresie harmonicznym, ale również w niektórych pasmach tercjowych zakresu łopatkowego. Jest to podstawowym problemem w analizie drgań turbin o tym układzie konstrukcyjnym.

Interesujące są również wyniki porównania widm zarejestrowanych na zaworach regulacyjnych. Z przyczyn technicznych możliwe było wykonanie pomiaru jedynie na dwóch skrajnych zaworach (lewym i prawym). W obydwóch przypadkach zaobserwowano wyraźny (nawet ponad 10 dB) wzrost prędkości drgań w zakresie 200 ÷ 500 Hz dla

wariantu 2, natomiast przy poborze najniższym i najwyższym widma niewiele różniły się od siebie. Być może zjawisko to ma charakter rezonansowy; rozstrzygnięcie tej kwestii wymagałoby szczegółowej analizy pracy układu regulacji turbiny.

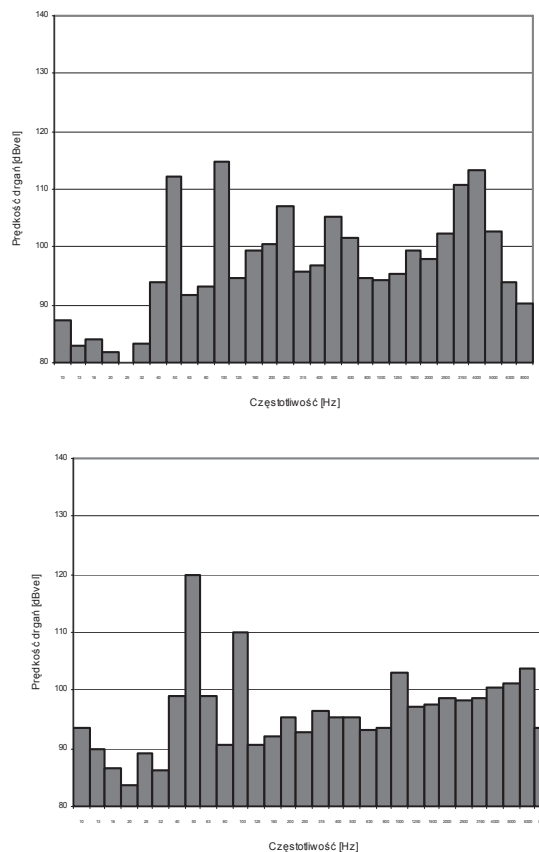
Powyższe zmiany są bardzo dobrze widoczne w widmach drgań; przykład podano na rys.2. W tym przypadku przy najniższym poborze pary z upustu (wariant 1) udział składowych łopatkowych jest stosunkowo niewielki, natomiast przy najwyższym poborze (wariant 3) rośnie od znacznie, do tego stopnia, że składowe łopatkowe stają się porównywalne z harmonicznymi. Wiąże się z tym wzrost całkowitej prędkości drgań o około jedną trzecią, mimo że zmiany składowych harmonicznymi, dominujących w widmach, są minimalne.



Rys. 2. Widma prędkości drgań pionowych tylnego łożyska turbiny Lang 25 MW; góra – wariant 1, dół – wariant 3

Na rys. 3 przedstawiono porównanie widm prędkości drgań badanej turbiny z drugą, przystosowaną do pracy z pogorszoną próżnią i pozbawioną upustu; jak wspomniano w p.3.1, turbiny te były pierwotnie identyczne. Do porównania wybrano drgania poziome tylnego łożyska turbiny, a więc te, w których wpływ zmian poboru z upustu był stosunkowo najmniejszy. Pomiary wykonano przy zbliżonych wartościach przepływu masowego. Jak widać, różnica jest dość duża. Składowe podstawowe różnią się o około 7

dB, drugie harmoniczne – o około 5 dB i jest to zapewne związane z typowymi parametrami wpływającymi na obraz drgań harmonicznymi, przede wszystkim stanem wyważenia. Dużo większe są różnice w zakresie łopatkowym. W sześciu pasmach tercjowych wynoszą one od 8 do ponad 12 dB. Na ogół wyższe wartości występują dla turbiny upustowej, jedynie w trzech najwyższych pasmach tercjowych, zawierających składowe generowane przez stopnie wirnika, wartości dla turbiny bez upustu są porównywalne lub nawet wyższe. Jest to ciekawe spostrzeżenie, dowodzi bowiem – wraz z omówionymi wyżej wynikami porównania trzech wariantów pracy turbiny – że wprowadzane przez zmienny pobór pary z upustu niejednorodności mogą w pewnym zakresie poborów częściowo niwelować niejednorodności, których źródłem jest asymetria zasilania.² Jak już jednak wspomniano, pełne wyjaśnienie obserwowanych zjawisk wymagałoby szczegółowej analizy z zastosowaniem modelowania numerycznego.



Rys. 3. Widma prędkości drgań poziomych tylnego łożyska turbiny dwóch turbozespołów Lang; góra – turbina upustowa, dół – turbina bez upustu

² Turbina jest wyposażona w cztery zawory regulacyjne, lecz w żadnym z wariantów pracy wszystkie nie były całkowicie otwarte; ostatni zawór jest w pełni otwarty w zasadzie jedynie przy maksymalnym przepływie masowym i zaniżonych parametrach pary wlotowej.

Do ciekawych wniosków prowadzi analiza korelacji między przebiegami prędkości drgań w poszczególnych pasmach widm tercjowych a przebiegami niektórych parametrów pracy turbozespołu. Dla przykładu przedstawiono wyniki uzyskane dla tylnego łożyska turbiny w kierunku poziomym. Wykonano 70 rejestracji widm prędkości drgań w odstępach czasu 1 minuty, rejestrując równocześnie następujące parametry:

- ciśnienie, temperaturę i przepływ pary świeżej,
- ciśnienie, temperaturę i pobór pary z upustu,
- ciśnienie pary na wylocie z turbiny,
- moc czynną i bierną.

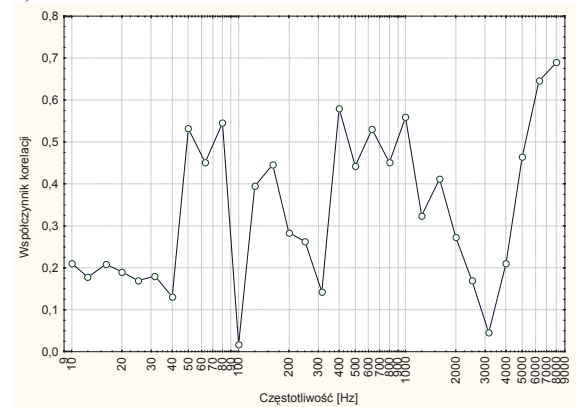
Obliczenia współczynników korelacji ρ między wartościami prędkości drgań w poszczególnych pasmach a powyższymi parametrami wykazały, że dla większości z nich przebiegi $\rho(f)$, gdzie f jest częstotliwością środkową pasma, były bardzo zbliżone. Ponieważ układy regulacji utrzymują temperaturę pary świeżej oraz pobór pary z upustu na zadanych poziomach (przez cały czas trwania cyklu pomiarowego nie uległy one zmianie), korelacja dla tych dwóch parametrów nie występuje. Dla wszystkich pozostałych parametrów przebiegi $\rho(f)$ wykazywały wartości około $0.4 \div 0.65$ w zakresie składowych harmonicznych (poza II harmoniczną, dla której współczynniki ρ były bardzo niskie) oraz w pasmach tercjowych o częstotliwościach środkowych od 400 Hz do 1600 Hz i od 5000 Hz do 8000 Hz. Odpowiada to pasmom zawierającym składowe generowane przez poszczególne stopnie układu przepływowego turbiny. Dwa przykłady przedstawiono na rys.4a i 4b. Jedynie dla temperatury pary z upustu przebiegi $\rho(f)$ był mniej regularny od pozostałych (choć jakościowo podobny), a wartości współczynników wyraźnie mniejsze – patrz rys.4c. Wynika to zapewne z działania układu regulacji, który minimalizuje wahania tego parametru.

Zbliżone przebiegi $\rho(f)$ dla większości parametrów pracy turbozespołu sugerują możliwość opracowania procedur normalizacyjnych opartych tylko na jednym wybranym parametrze (czyli analogicznie do wspomnianej wyżej normalizacji wpływu mocy czynnej w turbozespołach kondensacyjnych). Wydaje się jednak, że wniosek taki jest jeszcze przedczesny, a jego potwierdzenie wymagałoby dalszych badań. Możliwość taka byłaby dużym ułatwieniem we wnioskowaniu diagnostycznym.

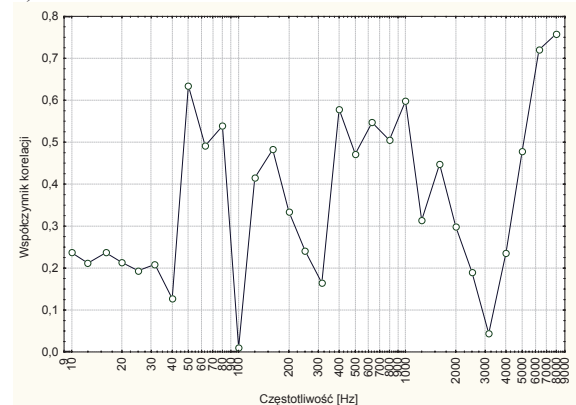
Aby wnioski wynikające z porównań widm drgań zarejestrowanych przy różnych parametrach pracy mogły być uznane za miarodajne, konieczna jest analiza dokładności określenia wartości prędkości drgań w pasmach tercjowych. Jak się okazuje [8], występuje tu duża zależność od częstotliwości, przy czym niezależnie od punktu pomiarowego zależność ta przedstawia się podobnie. Miarą tej dokładności może być względna szerokość przedziału ufności $\pm 95\%$, czyli iloraz Δ_{95}/S , gdzie S jest wartością średnią rozpatrywanego symptomu.

Przykładowy przebieg tej zależności dla jednego z punktów pomiarowych turbiny upustowej 25 MW, będącej przedmiotem omawianych badań, przedstawiono na rys. 5. Przebieg ten otrzymano z próbki 56 pomiarów.

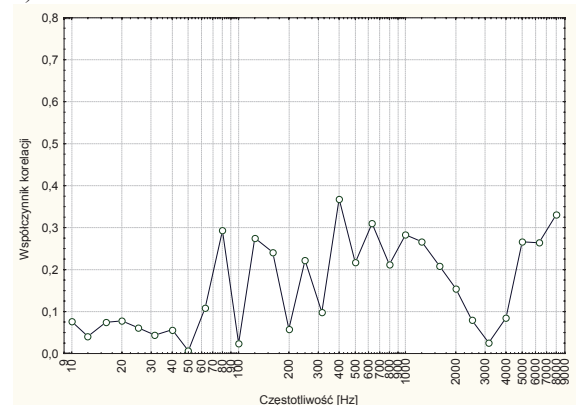
a)



b)



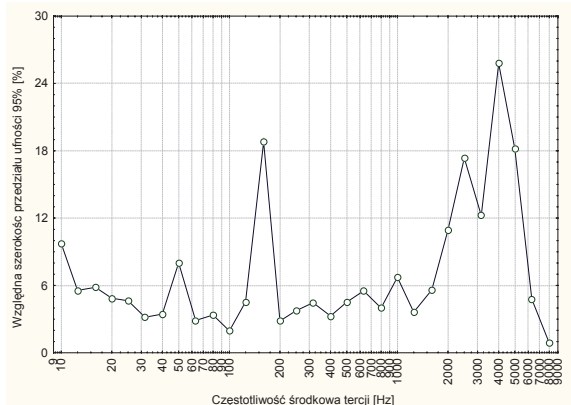
c)



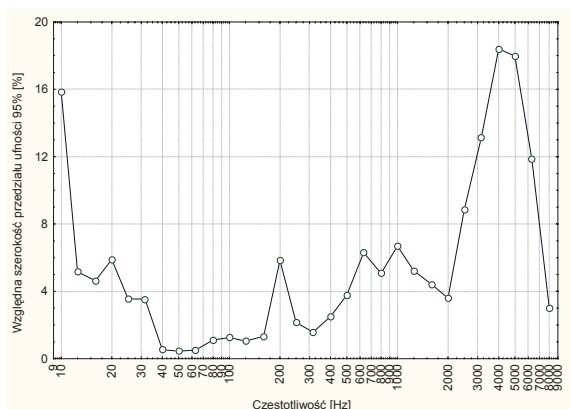
Rys. 4. Zależności współczynnika korelacji prędkości drgań z parametrami pracy turbozespołu; a) ciśnienie pary na wlocie; b) pobór pary z upustu; c) temperatura pary upustowej; turbozespół Lang 25 MW. Dla porównania wszystkie rysunki wykonano w tej samej skali

Warto dodać, że w pozostałych punktach obserwowano zależności Δ_{95}/S bardzo zbliżone jakościowo, przy czym regułą jest znaczny wzrost dla tercji z zakresu łopatkowego. Godny uwagi jest

również fakt, że bardzo podobne jakościowo zależności obserwuje się dla dużych turbin kondensacyjnych. Przykład dla turbiny typu K-200 w wersji zmodernizowanej przedstawiono na rys. 6. Jak widać, jest on jakościowo bardzo zbliżony, jedynie wartości Δ_{95}/S są nieco niższe.



Rys. 5. Zależność Δ_{95}/S dla drgań pionowych przedniego łożyska generatora turbosespołu upustowego Lang 25 MW (56 pomiarów)



Rys. 6. Zależność Δ_{95}/S dla drgań osiowych przedniego łożyska części niskoprężnej turbosespołu kondensacyjnego typu K-200 (58 pomiarów)

Powyższe wyniki uzasadniają stwierdzenie, że w zakresie składowych łopatkowych, w którym dokładność jest mniejsza, różnica w granicach 6 dB (czyli dwukrotna przy przejściu na wartości bezwzględne) nie może być uznana za wynikającą z błędu pomiaru. Potwierdza to miarodajność wniosków z porównania wyników pomiarów turbosespołu upustowego przy różnych wariantach pracy, gdyż różnice są na ogół znacznie większe, a w niektórych przypadkach sięgają nawet rzędu wielkości.

4. PODSUMOWANIE

Mimo mniejszej na ogół mocy i nie tak spektakularnego znaczenia dla funkcjonowania systemu elektroenergetycznego jako całości, turbosespoły przeciwprężne i upustowe, pracujące

w elektrociepłowniach komunalnych i przemysłowych, są obiektami ważnymi dla diagnostyki technicznej. Ważnymi, ale niejednokrotnie dość trudnymi z punktu widzenia wypracowania wiarygodnych procedur wnioskowania diagnostycznego. Wspólna dla wszystkich turbin parowych zasada działania i podobne rozwiązania konstrukcyjne sprawiają, że możliwe jest stosowanie metod i systemów opracowanych dla dużych turbosespołów kondensacyjnych. Różnice dotyczą głównie tego wszystkiego, co wiąże się z wpływem parametrów pracy na obserwowane charakterystyki drganiowe. W porównaniu z typowymi turbosespołami kondensacyjnymi liczba parametrów, które należy wziąć pod uwagę, jest większa, a zakres ich zmian znacznie szerszy. Powoduje to, że procedury normalizacji ich wpływu muszą być inne. Interpretacja symptomów diagnostycznych może być wskutek tego znacznie trudniejsza.

Duży zakres zmian niektórych parametrów, zwłaszcza przepływowych, oraz szybkość tych zmian przyczyniają się również do nasilenia procesów wyczerpywania żywotności, nawet przy znacznie niższych wartościach temperatury i ciśnienia pary wlotowej. W prawidłowo eksploatowanym turbosespole kondensacyjnym, zwłaszcza pracującym jako podstawowy, stany nieustalone mają miejsce w zasadzie jedynie podczas rozruchów i odstawień. Ich liczba jest niska, niekiedy zaledwie kilkadziesiąt rocznie. Natomiast w turbosespole pracującym w elektrociepłowni każda zmiana parametrów przepływowych może być traktowana jako jeden cykl z punktu widzenia procesów zmęczenia niskocyklicznego, których wpływ jest w związku z tym nasilony. Z reguły trwałość układów przepływowych w takich turbosespołach okazuje się znacznie niższa.

Na koniec należy również wspomnieć, że znaczna liczba eksploatowanych w kraju turbosespołów ciepłowniczych ma dość zaawansowany wiek, a zakres modernizacji – o ile w ogóle miały one miejsce – był skromny w porównaniu z energetyką zawodową. Wszystkie powyższe czynniki podkreślają znaczenie właściwie prowadzonej diagnostyki ich stanu technicznego, a więc przede wszystkim wiarygodnej interpretacji symptomów diagnostycznych.

W artykule wykorzystano wyniki prac prowadzonych w Pracowni Diagnostyki Urządzeń Ciepłych Elektrowni Instytutu Energetyki w ramach działalności statutowej.

LITERATURA

- [1] Z. Orłowski: *Wibrodiagnostyka turbin parowych*. Prace Instytutu Energetyki, zeszyt 18. Warszawa, 1989.
- [2] Z. Orłowski: *Diagnostyka w życiu turbin parowych*. WNT, Warszawa, 2002.

- [3] T. Gałka: *Application of energy processor model for diagnostic symptom limit value determination in steam turbines*. Mechanical Systems and Signal Processing, 1999, vol.13, No.5, pp. 757-764.
- [4] T. Gałka: *Normalization of Vibration Measurements: Unnecessary Complication or Important Prerequisite?*. Proceedings of the Second International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery ISCORMA-2, Gdańsk, 2003, pp. 722-731.
- [5] T. Gałka, T. Ponikiewski: *Ocena symptomów wibrodiagnostycznych turbin przeciwprężnych i upustowych ze szczególnym uwzględnieniem diagnostyki układów przepływowych*. Opracowanie Instytutu Energetyki (niepublikowane). Warszawa, 2005.
- [6] R. Łączkowski: *Drgania elementów turbin ciepłych*. WNT, Warszawa, 1974.
- [7] *Modelowanie i diagnostyka oddziaływań mechanicznych, aerodynamicznych i magnetycznych w turbozespołach energetycznych*. Praca zbiorowa pod red. J. Kicińskiego. IMP PAN, Gdańsk, 2005.
- [8] T. Gałka: *Kwestia dokładności w analizie trendów drgań maszyn wirnikowych*. Materiały XXXIII Ogólnopolskiego Sympozjum 'Diagnostyka Maszyn' Węgierska Górka, 2006 (edycja na CD-ROM).



Dr inż. **Tomasz GAŁKA** ukończył Wydział Elektroniki Politechniki Warszawskiej. Od 1982 r. jest pracownikiem naukowym Instytutu Energetyki w Warszawie, obecnie kierownikiem Pracowni Diagnostyki Urządzeń Ciepłych Elektrowni. Zajmuje się głównie wibrodiagnostyką turbozespołów energetycznych. Uczestniczył w kilku projektach badawczych z tej dziedziny. Jest autorem lub współautorem ponad 50 publikacji krajowych i zagranicznych.