

DIAGNOZOWANIE STANU UKŁADÓW PRZEPIYWOWYCH MASZYN WIRNIKOWYCH NA PODSTAWIE SYMPTOMÓW DRGANIOWYCH

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

Stan układu przepływowego ma zasadnicze znaczenie dla funkcjonowania maszyny. Ocena tego stanu i jego ewolucji czasowej może być zrealizowana w sposób pośredni, na podstawie analizy symptomów drganiowych. Wymaga to opracowania odpowiedniego modelu i procedur. Na przykładzie turbin parowych przedstawiono możliwości oceny ewolucji stanu układu przepływowego na podstawie analizy trendów drgań, z zastosowaniem diagnostyki ilościowej wykorzystującej kryterialne poziomy symptomów. Zaprezentowano przykłady oparte na ponad 10-letniej obserwacji kilku turbin w energetyce krajowej. Wyniki zostały porównane z obliczeniami trwałości resztkowej wybranych elementów układów przepływowych.

Słowa kluczowe: układ przepływowy, ocena żywotności, wibrodiagnostyka, turbina parowa

DIAGNOSTICS OF THE FLUID-FLOW SYSTEM CONDITION IN ROTATING MACHINES ON THE BASIS OF VIBRATION-BASED SYMPTOMS

Summary

Condition of the fluid-flow system is of prime importance for machine operation. Determination of this condition and its time history can be done indirectly, on the basis of vibration symptom analysis. This calls for a suitable model and relevant procedures. For a particular case of steam turbines, possibilities of the fluid-flow system condition evolution has been shown, employing quantitative diagnostics based on critical symptom values. Examples shown are based on data from several turbines in Polish utility power plants, covering over 10 years of operation. Results have been compared with residual lifetime calculations for a number of fluid-flow system elements.

Keywords: fluid-flow system, lifetime assessment, vibrodiagnostics, steam turbine

1. WPROWADZENIE

Układ przepływowy ma zasadnicze znaczenie dla realizowanej przez maszynę wirnikową przemiany energetycznej, a jego stan w decydującym stopniu wpływa na sprawność tego procesu i bezpieczeństwo eksploatacyjne. Awarie układu przepływowego w dużych maszynach mają często charakter katastrof i pociągają za sobą ogromne koszty; według danych z różnych krajów [1] udział tych awarii w sumarycznym czasie postojów awaryjnych turbin energetycznych sięga około 40÷60%.

Ze względu na brak wystarczająco precyzyjnych i powszechnie akceptowanych procedur obliczania żywotności istotne znaczenie mają metody oceny stanu układów przepływowych w czasie pracy. Jak dotąd, największą przydatnością wykazują się tu metody wykorzystujące symptomy drganiowe. Umożliwiają one śledzenie zmian stanu technicznego układów przepływowych i sygnalizację stanów zagrażających awarią. Szczególne znaczenie ma to w przypadkach znacznego obciążenia poszczególnych stopni,

zwłaszcza w turbinach parowych, gdzie mamy do czynienia ze złożonymi mechanizmami ubytku żywotności. Dalsze rozważania ograniczą się do tej grupy maszyn, choć wnioski mają charakter ogólny.

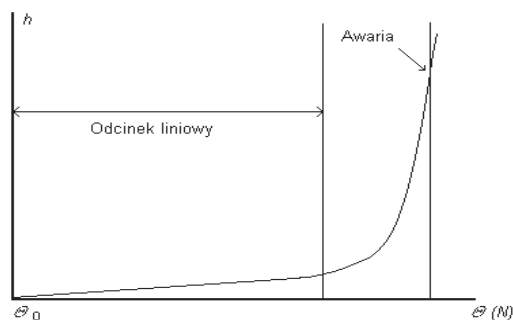
2. MECHANIZMY UBYTKU ŻYWOTNOŚCI

Pośród zróżnicowanych zjawisk, prowadzących do wyczerpywania zapasu żywotności elementów turbin parowych, zasadnicze znaczenie dla układów przepływowych mają zmęczenie (wysoko- i niskocykliczne), pełzanie, erozja i korozja. Szczegółowa analiza ich wpływu jest zagadnieniem bardzo obszernym [2]. Nas będą tu interesować wnioski pozostające w związku z obserwowanymi symptomami stanu i ich ewolucją czasową.

Jeśli ograniczymy nasze rozważania do dużych turbin kondensacyjnych w energetyce zawodowej, na podkrytyczne parametry pary, to w pierwszym przybliżeniu sumaryczny wpływ powyższych czynników można uznać za liniowy [3]. Wniosek ten został sformułowany na potrzeby obliczeń kryterialnych wartości symptomów drganiowych w oparciu o model procesora energii [4] i nie dotyczy

przypadków znacznego wyczerpania zapasu żywotności. Z tego też powodu nie może być bezkrytycznie stosowany dla turbin o dużym stopniu wyeksploatowania.

Procesy wyczerpywania żywotności mają z reguły przebieg zbliżony do przedstawionego na rys.1 (uogólnionym parametrem h , zależnym od czasu Θ lub liczby cykli N , może być np. trwała deformacja lub długość szczeliny zmęczeniowej; zakładamy też $\Theta_0 > 0$, co przeważnie ma miejsce w praktyce).



Rys.1. Schemat przebiegu czasowego procesów wyczerpywania żywotności

Jak widać, można wyróżnić dwa odcinki: liniowy (lub niemal liniowy) i zdecydowanie nieliniowy odcinek przyspieszonego zużycia. W turbinach, przeznaczonych do długotrwałej pracy (kilkadziesiąt lat), odcinek liniowy jest zazwyczaj bardzo długi.

3. SYMPTOMY DRGANIOWE

Drgania układów przepływowych turbin są od dawna przedmiotem badań [5]. Początkowo ich celem było wyeliminowanie rezonansów, potem zwrócono uwagę na możliwości wykorzystania charakterystyk drganiowych do oceny stanu technicznego.

Jeśli pominąć wpływ zaworów regulacyjnych i przepływ pary przez nieszczelności, to mamy do czynienia z dwoma rodzajami zdarzeń generujących drgania układów przepływowych [1,6]; są to:

- zakłócenia przepływu pary przez krawędzie łopatek wirników i kierownic,
- zakłócenia przepływu pary wskutek niejednorodności układu łopatkowego turbiny.

Pierwszy z nich powoduje, wskutek przerw w strumieniu pary i zmniejszenia naporu na łopatkę następnego stopnia, powstanie impulsu przeciwnego do kierunku tego naporu; związaną z tym siłą wymuszającą można przedstawić w postaci szeregu [6]

$$q_1 = \zeta_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \zeta_k \cos k(z\omega t + \Psi_k) \quad (1)$$

gdzie: ζ_0 – średni napór czynnika, z – liczba przyrządów rozprężnych w stopniu, $\omega = 2\pi u$ (u jest prędkością obrotową wirnika), Ψ_k – kąt fazowy.

Wobec niemożliwości zapewnienia idealnie jednakowych przekrojów kanałów wylotowych przyrządów rozprężnych powstają zmiany wartości

naporu, co opisuje dodatkowa siła wymuszająca, będąca tym razem sumą składowych harmonicznych o częstotliwości podstawowej u :

$$q_2 = \zeta_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \zeta_k \cos k(\omega t + \Psi_k) \quad (2)$$

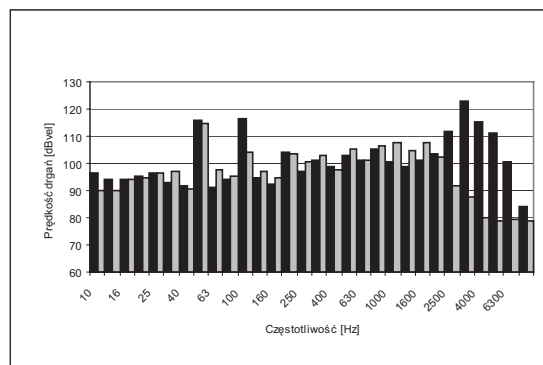
Jak wynika z analizy procesów wyczerpywania żywotności elementów układu przepływowego, skutki ich oddziaływania można podzielić na:

1. Odształcenia i ubytki masowe;
2. Zmiany parametrów materiału elementów.

Odształcenia i ubytki masowe powodują zmianę kształtu kanałów łopatkowych i wzrost nierównomierności, można więc wnioskować, że siła wymuszająca (2) będzie rosła w miarę postępu tych procesów. Wzrost ten jest ukryty w wartościach współczynników ζ_k , gdyż pozostałe wielkości nie ulegają zmianie. Przy dużym zaawansowaniu tych procesów może wystąpić istotna zmiana charakterystyk materiałowych, wyrażająca się np. zmniejszeniem wytrzymałości zmęczeniowej łopatek wskutek erozji [30].

Zmiany parametrów materiałowych modyfikują charakterystyki sztywności i tłumienia, a zatem zmienia zależność między okresową siłą wymuszającą a charakterystykami generowanych przez nią drgań. Może to prowadzić do zmniejszenia różnicy między częstotliwością siły wymuszającej a częstotliwością postaci drgań własnych, choć w prawidłowo zaprojektowanym układzie przepływowym zapas konstrukcyjny powinien być wystarczająco duży.

Ilościowy opis tych procesów nie został dotychczas sformułowany, lecz spostrzeżenia o charakterze jakościowym jednoznacznie dowodzą, że zmiana stanu elementów układu przepływowego odwzorowuje się w charakterystykach drganiowych w zakresie tzw. składowych łopatkowych. Przykład przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Widma CPB 23% prędkości drgań osiowych łożyska WP-SP turbiny PWK-200; kolor ciemniejszy – przed naprawą, jaśniejszy – po naprawie

Jak widać, w zakresie od 3.15 do 6.3 kHz naprawa układu przepływowego (wymiana trwale zdeformowanych tarcz kierowniczych) spowodowała spadek poziomów prędkości drgań w pasmach widma ter-

cyjowego od 19.5 do ponad 35 dB, przy niewielkich zmianach składowych harmonicznym.

4. OCENA ZUŻYCIA I OBLICZENIA TRWAŁOŚCI

Brak jest obecnie ujednoczonych procedur obliczania żywotności elementów układów przepływowych. Wyniki uzyskiwane przy pomocy różnych metod z różnymi współczynnikami bezpieczeństwa różnią się znacznie. Przykładem może być fakt, że według ocen opartych na doświadczeniach eksploatacyjnych realne jest uzyskanie czasu pracy nawet ponad 300,000 godzin dla elementów projektowanych z założeniem żywotności 100,000 godzin [7].

W ostatnim okresie znacznie wzrosło znaczenie procedur obliczeniowych opartych na metodzie elementów skończonych. Metodę tę zastosowano do oceny zapasu żywotności kilku tarcz kierowniczych turbiny PWK-200; szczegóły można znaleźć w [8,9], tu podano jedynie wyniki końcowe.

W oparciu o analizę rozkładu ciśnień i temperatur wytypowano najbardziej obciążone tarcze kierownicze: 3 i 6 stopień części wysokoprężnej (WP) oraz 2 i 3 stopień części średnioprężnej (SP). Za punkt wyjścia przyjęto stan po 200,000 godzin pracy, zakładając trwałą deformację 1% i prawdopodobieństwo nie przekroczenia tej wartości równe 0.5. Wyniki były następujące:

- część WP, stopień 3: około 253,000 godzin,
- część WP, stopień 6: około 350,000 godzin,
- część SP, stopień 2: około 212,000 godzin,
- część SP, stopień 3: około 257,000 godzin.

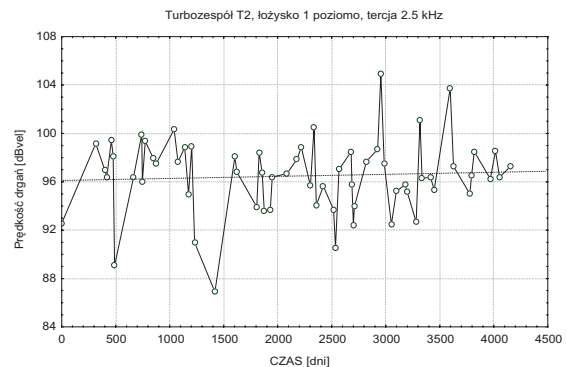
Wyniki te otrzymano przy pewnych założeniach upraszczających i dla określonych parametrów materiałowych. Spośród potencjalnych źródeł niedokładności należy wymienić zmiany parametrów cieplnych, nierównomierność obciążenia tarczy, uśrednienie rozkładu temperatury, niedokładność określenia parametrów materiałowych, wady materiałowe i przybliżony charakter opisu matematycznego. Można stwierdzić, że o ile procedury modelowania i obliczeń są dobrze opanowane, to ostateczny wynik nadal może być obciążony istotnym błędem.

4. OCENA WIBRODIAGNOSTYCZNA

Teoretyczna analiza zmienności symptomu diagnostycznego w czasie wykazuje [10], że powinien on być funkcją rosnącą. Uwzględniając powolne na ogół tempo ewolucji stanu układu przepływowego, można przypuszczać, że wzrost da się zauważyć pod warunkiem odpowiednio długiego czasu obserwacji.

Przyjmując jako symptomy poziomy prędkości drgań w pasmach widm 23% CPB wynikających z modelu wibrodiagnostycznego turbiny [1], przeanalizowano ich zmienność w czasie dla kilku turbin PWK-200 o czasie pracy ponad 200,000 godzin; okres objęty badaniami wynosił od ponad 5 do 11 lat [9]. Każda turbina była analizowana oddzielnie. Przewidywany przez model trend rosnący wystąpił w 67.5% przypadków i w większości przypadków był słaby, znacznie

mniejszy od fluktuacji między kolejnymi pomiarami; przykład przedstawiono na rysunku 3.



Rys.3. Przykład trendu drgań z zakresu łopatkowego: turbina PWK-200, przednie łożysko WP pionowo, tercja 2.5 kHz

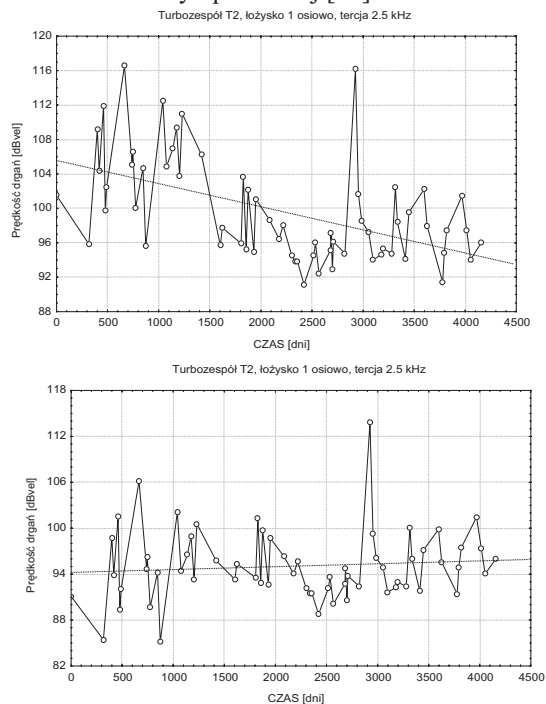
Jak widać, trend rosnący (przedstawiony jako linia przerywana) w istocie występuje, ale jest bardzo słaby, mimo dość długiego czasu obserwacji (około 4200 dni) i czasu pracy (ponad 226,000 godzin w momencie zakończenia badań). Przypadek taki należy uznać za typowy dla tego zakresu częstotliwości.

Występowanie trendów malejących sugeruje, że wobec powolnego tempa ewolucji stanu technicznego istotny jest wpływ innych czynników na mierzoną wartość symptomu. Kwestia ta została przeanalizowana w [4]; dla konkretnego przypadku turbin parowych należy oczekiwać wpływu przede wszystkim wektora logistycznego i obciążenia (mocy czynnej). Można to uwzględnić przez zastosowanie odpowiednich procedur normalizacyjnych. Ich omówienie można znaleźć w [11]; ogólnie należy stwierdzić, że silniejszy okazuje się wpływ wektora logistycznego, charakteryzującego różnice między poszczególnymi cyklami życia, ujawniający się jako skokowa zmiana wartości symptomu.

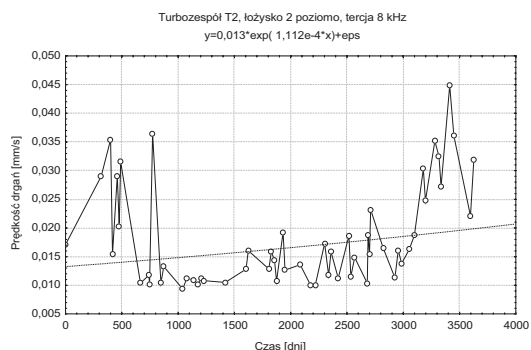
Zastosowanie empirycznie określonych procedur normalizacyjnych w wielu przypadkach ujawnia istnienie trendu rosnącego. Przykład podano na rys.4. Jak widać, normalizacja ujawnia istnienie słabego trendu rosnącego (przykład dotyczy tej samej turbiny, co rys.3), podczas gdy dane 'surowe' wykazywały dość wyraźny spadek.

Niezależnie od normalizacji w znacznej większości przypadków otrzymuje się bardzo powolną tendencję wzrostową, dającą się dobrze aproksymować nawet prostą, choć wnioski z modelu procesora energii [4,10] wskazują na celowość stosowania zależności wykładniczej. Świadczy to, że znajdujemy się nadal w zakresie pierwszego odcinka uogólnionej krzywej z rys.1. Niekiedy jednak obserwuje się szybki wzrost, świadczący o nasileniu tempa procesów degradacyjnych; przykład przedstawiono na rys.5. Jak widać, w tym przypadku nawet aproksymacja wykładnicza nie daje dobrych wyników i należy przypuszczać, że osiągnięty został końcowy odcinek krzywej życia, poprzedzający awarię elementu.

Do ilościowej oceny wartości symptomów można zastosować poziomy graniczne, określone metodą niezawodności symptomowej [10].



Rys.4. Wpływ normalizacji wartości symptomu: turbina PWK-200, przednie łożysko WP osiowo, tercja 2.5 kHz; góra – trend bez normalizacji; dół – trend znormalizowany



Rys.5. Przyspieszony wzrost symptomu (turbina PWK-200, łożysko WP-SP poziomo, tercja 8 kHz)

Przekroczenie poziomu granicznego sygnalizuje stopień zaawansowania procesów degradacyjnych pociągający za sobą konieczność ingerencji, mimo braku bezpośredniego zagrożenia

Tabela1. Porównanie poziomów prędkości drgań

Tercja [Hz]	Prędkość drgań [mm/s]		
	graniczna	przed	Po
2500	0.875	0.378	0.040
3150	0.713	1.442	0.024
4000	0.291	0.592	0.010
5000	0.117	0.360	0.009
6300	0.144	0.104	0.009

W tabeli 1 podano poziomy drgań w pasmach zakresu łopatkowego turbiny, której widma drgań zostały przedstawione na rys.2. Jak widać, w trzech pasmach doszło do dość znacznego przekroczenia poziomów granicznych, natomiast po naprawie odnotowano zasadniczą poprawę. Przykład ten dobrze ilustruje możliwości metod wibrodiagnostycznych.

LITERATURA

- [1] Z.Orłowski: *Diagnostyka w życiu turbin parowych*. WNT, Warszawa, 2001
- [2] G.Kosman: *Prognozowanie żywotności elementów turbin parowych*. Materiały V Sympozjum 'Eksploatacja i Diagnostyka Modernizowanych Bloków Energetycznych', Pro Novum, Katowice, 2003, str. 13-26
- [3] Z.Orłowski, T.Gałka: *Vibrodiagnostics of steam turbines in the blade frequency range*. Proceedings of the COMADEM'98. Monash University, Australia, 1998, pp. 683-692
- [4] T.Gałka: *Zastosowanie modelu procesora energii do określania granicznych poziomów drgań turbozespołów parowych*. Energetyka, Nr 1/2000 (547), str. 21-29
- [5] J.P.Den Hartog: *Drgania mechaniczne*. WNT, Warszawa, 1971
- [6] R.Łączkowski: *Drgania elementów turbin cieplnych*. WNT, Warszawa, 1974
- [7] E.Grzesiczek, J.Trzeszczyński, S.Rajca: *Możliwość wydłużania czasu eksploatacji elementów części przepływowych turbin parowych*. Materiały V Sympozjum 'Eksploatacja i Diagnostyka Modernizowanych Bloków Energetycznych', Pro Novum, Katowice, 2003, str. 133-147
- [8] L.Bukowski, W.Bochniak, G.Brożek: *Analiza wytrzymałości oraz trwałości tarcz kierowniczych K2 i K3 turbiny PWK-200*. Opracowanie firmy 'Energocontrol'. Wieliczka, 2003
- [9] *Diagnostowanie układów przepływowych cieplnych maszyn wirnikowych na podstawie badań wibracyjnych i analizy procesów zużycia*. Raport końcowy z realizacji Projektu Badawczego nr 8 T07B 04020. Warszawa, 2003
- [10] H.G.Natke, C.Cempel: *Model-Aided Diagnosis of Mechanical Systems*. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1997
- [11] T.Gałka: *Normalization of Vibration Measurements: Unnecessary Complication or Important Prerequisite?*. Proceedings of the Second International Symposium ISCORMA-2, Gdańsk, 2003, pp. 722-731



Autor jest absolwentem Politechniki Warszawskiej. Od 1982 r. pracuje w Instytucie Energetyki, obecnie na stanowisku kierownika Pracowni Diagnostyki Urządzeń Ciepłych Elektrowni. Zajmuje się rozwojem metod

wibrodiagnostyki oraz ich zastosowaniem w energetyce. Jest autorem lub współautorem ponad 40 publikacji oraz szeregu opracowań i ekspertyz.