

Aleksander I. KUMIENKO
Katedra Turbin Parowych i Gazowych
Moskiewski Instytut Energetyczny, MEI
Krzysztof J. JESIONEK
Zakład Turbin Ciepłych i Sprężarek
Politechnika Wroclawska, I-20

SYSTEMOWE PODEJŚCIE PRZY OCENIE WPŁYWU CZYNNIKÓW EKSPLOATACYJNYCH NA NIEZAWODNOŚĆ DYNAMICZNA WAŁÓW TURBOZESPOŁÓW

Streszczenie. Przedstawiono systemowe podejście do analizy niezawodności dynamicznej z uwzględnieniem współzależności statycznej i dynamicznej elementów układu TFP, "turbozespół-fundament-podłoże". Do obliczeń charakterystyk statycznych i dynamicznych elementów układu TFP wykorzystano prace MEI. Wykazano wpływ poprzecznych statycznych sił w stopniu parcjalnym i eksploatacyjnego rozosiowania podpór na wielkość naprężeń w śrubach sprzęgieł i w czopach wirników, na charakterystyki dynamiczne filmu olejowego i na znaczenie uprzedniego centrowania wirników według sprzęgieł.

A SYSTEM APPROACH FOR EVALUATION OF INFLUENCE OF THE OPERATIONAL CONDITIONS ON THE DYNAMIC RELIABILITY OF TURBOMACHINERY SHAFTS

Summary. The influence of static shear-forces in stages with partial steam admission on the dynamic characteristics of the bearings oil-film, shafts and supports for varying values of steam rate flow is presented. With the help of the MEI computational methods, important functional relations between the dynamical characteristics at the load are illustrated. The influence of the static shear-forces in partial stages and the displacement of the supports in the exploitation on the oil-film dynamical characteristics, tension magnitude in the screws and plugs of bearings and the rotors balance is demonstrated.

СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД ПРИ ОЦЕНКЕ ВЛИЯНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАДЕЖНОСТЬ ВАЛОПРОВОДА ТУРБОАГРЕГАТОВ

Резюме. Предлагается системный подход для анализа динамической надежности с учетом статического и динамического взаимодействия всех элементов системы "турбоагрегат-фундамент-основание" ТФО, на основе теоретических и экспериментальных работ, а также программных комплексов разработанных в МЭИ.

1. WPROWADZENIE

Zapewnienie wysokiej, w warunkach wibracji, niezawodności maszyn wirnikowych jest jednym z podstawowych zagadnień, dla rozwiązania którego opracowano w ostatnich latach szereg modeli matematycznych opisujących procesy fizyczne dotyczące elementów maszyn przepływowych [1-8]. W rezultacie powstały specjalne programy, wykorzystujące złożone algorytmy obliczeniowe układów z wieloma stopniami swobody.

Skomplikowanie wspomnianych algorytmów nie daje jednak możliwości uzyskania "dokładnych" charakterystyk dynamicznych rzeczywistych układów. Wyjaśniane jest to przede wszystkim:

- rozrzutem odchyłek technologicznych elementów składowych układu,
 - rozosiowaniu podpór łożyskowych w wyniku oddziaływań cieplnych i siłowych prowadzących do innego niż obliczeniowy rozkładu reakcji a w związku z tym do zmiany charakterystyk warstewki olejowej,
 - błędami w określeniu charakterystyk dynamicznych:
 - układu podpór łożyskowych,
 - warstewek olejowych w łożyskach,
 - strumienia czynnika roboczego w części przepływowej,
 - strumienia czynnika roboczego w uszczelnieniach,
 - siłami poprzecznymi działającymi na wirnik w stopniach z niepełnym łukiem zasilania,
 - przemieszczeniami wałów względem korpusów zależnymi od obciążenia turbiny,
 - niestabilnością cieplnego stanu elementów maszyny szczególnie przy częstych uruchomieniach i odstawianiach turbozespołów,
 - nieliniowością układu, zwłaszcza przy znacznych statycznych i dynamicznych wzajemnych przemieszczeniach elementów wirujących w stosunku do stojanowych, itd.
- Opracowane w MEI metodyki i odpowiednie programy pozwalają prowadzić analizę własności dynamicznych układu już w stadium jego projektowania i z uwzględnieniem większości z wymienionych wyżej czynników. Obecnie możliwe jest określenie z dobrą dokładnością:
- reakcji podpór wielopodporowego wału z uwzględnieniem statycznych podatności podpór łożyskowych i warstewki olejowej przy zadanych rozcentrowaniach podpór i obciążeniach poprzecznych,
 - częstości i postaci poprzecznych oraz skrętnych drgań własnych wału dowolnego turbozespołu na oporowo-inercyjno-tłumiących podporach z wykorzystaniem dwumasowych modeli podpór i dynamicznej sztywności warstewki oleju,
 - granicy stateczności dynamicznej układu TFP w funkcji częstości obrotów i strumienia masy czynnika roboczego przy oddziaływaniu sił aero- i hydrodynamicznych,
 - statycznej linii wału wielopodporowego oraz wzajemnego położenia korpusów i wirników przy rozosiowaniu podpór w zależności od częstości obrotów i mocy turbozespołu,
 - naprężeń w czopach wałów i śrubach sprzęgieł przy rozosiowaniu podpór łożyskowych z uwzględnieniem poprzecznych sił w stopniu regulacyjnym,
 - centrowania wirników w sprzęgłach z uwzględnieniem: rozosiowania podpór, "wypłynięcia" czopów na warstewce olejowej, podgrzania wirników i oddziaływania obciążeń poprzecznych,
 - czułości podpór na rozosiowanie,
 - amplitudowo-fazowo-częstotliwościowych charakterystyk różnych punktów układu TFP (z uwzględnieniem charakterystyk dynamicznych sztywności i tłumienia warstwy oleju oraz podpór łożyskowych) przy niewyważeniu lub niedokładności powstałych podczas montażu sprzęgieł,
 - wyważeniowej czułości wału i podpór dla charakterystycznych układów obciążeń lub niedokładności montażu na sprzęgłach i dynamicznych reakcji na podporach łożyskowych,

- naprężeń w wale przy krótkim spięciu w generatorze z uwzględnieniem gibkości łopatek ostatnich stopni,
- amplitudy przejściowych drgań rzeczywistych punktów układu TFP,
- reakcji dynamicznych podpór łożyskowych i naprężeń w zadanych przekrojach wału przy nagłej utracie masy itd.

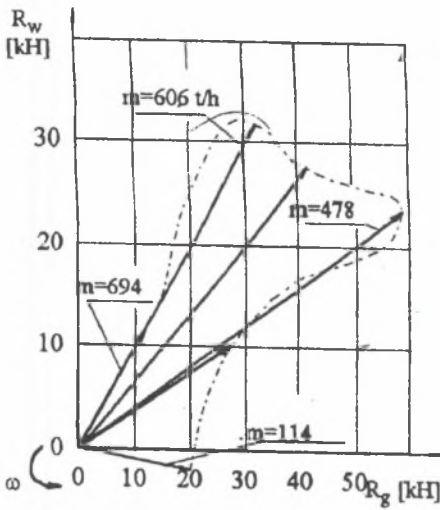
Poniżej przytoczone zostaną niektóre przykłady zastosowania części rozpracowanego kompleksu programów użytecznych przy rozwiązaniu zagadnień dotyczących problematyki podwyższenia niezawodności turbozespołów.

2. WPLYW ROZOSIOWANIA I SIŁ POPRZECZNYCH W STOPNIU PARCJALNYM NA OPTYMALNE CENTROWANIE WIRNIKÓW W SPRZĘGLACH

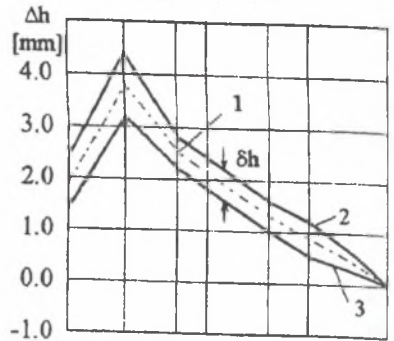
Przy uruchamianiu turbozespołu o mocy 180 MW obserwowane są znaczne deformacje elementów korpusów, które szczególnie potęgują się w warunkach niedostatecznej sztywności poszczególnych elementów, złego podwieszenia systemu rurociągów i przestarzałym układem kompensacji sił w kierunku wzdłużnym przy dylatacjach cieplnych turbiny. Ostatnie przyczyny prowadzą do znacznego rozrzutu wzajemnego położenia podpór łożyskowych przy zmienianych warunkach pracy maszyny, uruchomieniach i odstawianiach. Oprócz tego na wirnik oddziałują zależne od strumienia masy siły poprzeczne występujące w stopniu z częściowym zasilaniem. Siły te są porównywalne, ale niekiedy mogą przewyższać nominalne obciążenia statyczne w podporach pochodzące od masy wału, rys. 1. Z kolei na rys. 2 przedstawione są uśrednione dane rezultatów pomiarów (przeprowadzonych przez różne firmy) pionowego przemieszczenia podpór podczas przechodzenia turbozespołu od stanu zimnego do stanu gorącego. Taki rozrzut wyników prowadzi do:

- znacznych różnic w rozkładach reakcji podpór oraz wynikającej stąd zmiany warunków pracy łożysk,
- zużycia i uszkodzenia stopu łożyskowego (babbitu),
- podwyższenia zmiennych naprężeń w śrubach sprzęgieł i w czopach wałów,
- podwyższenia poziomu wibracji - także niskoczęstotliwościowych.

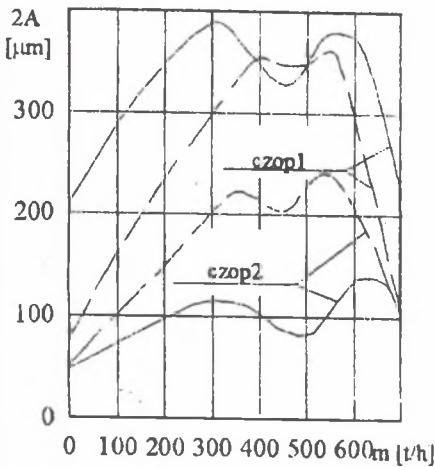
Wybór optymalnych centrowań zależy w ten sposób od całego szeregu czynników. Jeżeli projekt wyjściowy daje maksymalne tłumienie drgań oraz najwyższy zapas stabilności w funkcji obrotów wału i natężenia przepływu pary przy nominalnych obciążeniach podpór łożyskowych, to podstawowe zagadnienie centrowania z uwzględnieniem powyższych czynników polega na zapewnieniu wartości reakcji zbliżonych do tych, które określono dla nominalnych obciążeń. Z obliczeń wynika, że dla złagodzenia oddziaływania obciążenia poprzecznego koniecznym jest zadanie dodatkowego rozwarcia wirników na sprzęglach rzędu 0,2 mm. W przypadku znacznych rozosiowań na wybór optymalnych centrowań może wykazać wpływ taki czynnik jak podwyższone naprężenia w śrubach sprzęgieł i w czopach wału przy zimnym fundamencie. Przykładowo, naprężenia w śrubach sprzęgieł pochodzące od rozosiewania i sił poprzecznych przy niepodgrzanym fundamencie wynoszą w zależności od strumienia masy czynnika roboczego odpowiednio $19,5 \div 21,5$ MPa i $24,0 \div 25,6$ MPa dla sprzęgieł wirników KWC-KSC oraz KSC-KNC w porównaniu do wartości $1,5 \div 5,1$ MPa dla ustalonych warunków pracy przy podgrzanym fundamencie.



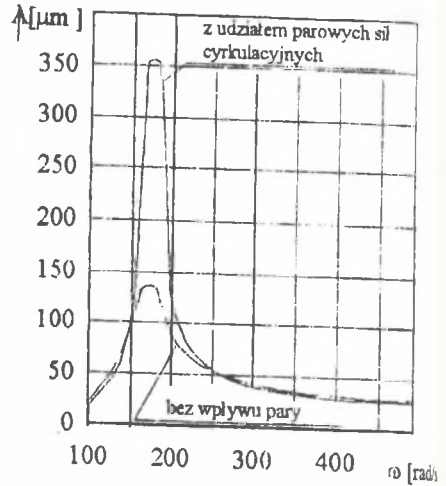
Rys. 1. Zmiana wektora poprzecznego obciążenia w stopniu regulacyjnym
 Fig. 1. Change of the transverse load factor in control stage



Rys. 2. Rozosiowanie podpór turbozespołu 180 MW, 1 - średnie po 15-tu pomiarach
 Fig. 2. The support unalignment in 180 MW turbine, 1 - average after 15 measurements



Rys. 3. Zależność amplitudy drgań od strumienia pary: — poz., --- pion.
 Fig. 3. Vibration amplitude steam jet-dependent: — hor., --- ver.



Rys. 4. Wpływ aerodynamicznych sił wymuszających na drgania wału
 Fig. 4. Aerodynamic exciting forces effect on shaft vibration

3. WPŁYW ZUŻYCIA PARY NA CHARAKTERYSTYKI DYNAMICZNE WAŁU

Dla turbozespołu o mocy 200 MW, w zależności od zużycia pary z uwzględnieniem poprawek od poprzecznych sił statycznych obliczone zostały reakcje pierwszych trzech podpór, dla których w dalszej kolejności określono współczynniki sztywności i tłumienia warstewki olejowej w łożyskach. Współczynniki te w istotny sposób zależą zarówno od strumienia masy pary, jak i od kolejności otwierania zaworów regulacyjnych.

Na rys. 3 przedstawiono w funkcji zużycia pary przebiegi amplitud i faz drgań dwóch pierwszych czopów i podpór łożyskowych oraz dynamicznych reakcji czopów przy skośnosymetrycznej parze obciążeń po 0,5 kg, przyłożonych do wirnika cylindra wysokiego ciśnienia. Częstość obrotów ma tutaj wartość nominalną, czyli 314 rad/s.

Analogiczne rezultaty, jak wykazały obliczenia, uzyskano i dla innych układów sił przyłożonych do wirników cylindrów wysokiego i średniego ciśnienia. Obliczenia wykazują istotną zależność amplitud i faz drgań od zużycia pary przez turbinę przede wszystkim w cylindrach wysokiego i średniego ciśnienia.

4. ODDZIAŁYWANIE CYRKULACYJNYCH SIŁ AERODYNAMICZNYCH NA AMPLITUDY DRGAŃ WYMUSZONYCH

Zmiana strumienia masy pary w turbinie prowadzi do zmiany wartości amplitud drgań wymuszonych także w wyniku oddziaływania poprzecznych sił cyrkulacyjnych, które przy ich wysokim poziomie mogą zauważalnie uwidocznić się na amplitudach drgań wymuszonych, bardzo słabo wpływając na wielkość prędkości krytycznych.

Na rys. 4 przedstawiono, dla przypadku turbiny o mocy 500 MW, jak zmieniają się charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe wału z udziałem oraz bez udziału wymuszających sił aerodynamicznych. Obliczenia takie mają tylko formalne znaczenie i wykazują, że przy uwzględnieniu sił aerodynamicznych systemowe tłumienie dla pierwszej postaci ostro obniża się, prowadząc zwykle do utraty stateczności, co wykazały dalsze obliczenia. W otoczeniu roboczej częstotliwości obrotowej dla dobrze odstrojonego wału oddziaływanie sił aerodynamicznych tak na amplitudy i fazy, jak i na wyważeniowe współczynniki czułości wału i podpór łożyskowych jest nieznaczne.

5. PODSUMOWANIE

W rezultacie przeprowadzonych obliczeń teoretycznych i badań eksperymentalnych można sformułować następujące uwagi:

- 1) Siły poprzeczne w stopniach z niepełnym łukiem zasilania należy uwzględniać nie tylko przy wyborze parametrów geometrycznych łożysk eliptycznych lub wielosegmentowych, ale także przy osiowaniach wału, analizie częstotliwości krytycznych, charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych oraz zapasów dynamicznej stateczności układu.
- 2) Przy wyborze parametrów łożysk i osiowaniu wirników wg sprzęgieł należy kierować się charakterystycznym reżimem pracy turbozespołu, jednak trzeba przy tym uwzględnić

podwyższenie wartości naprężeń w wale i amplitud drgań przy uruchomieniu maszyny, kiedy zespół korpus-fundament jest jeszcze niedostatecznie podgrzany.

- 3) Przy obliczeniach amplitud drgań wymuszonych wału uwzględniać należy cyrkulacyjne siły w uszczelnieniach, szczególnie dla wału ژه odstrojonego.

LITERATURA

- [1] Poznyak E. L.: Koliebanija rotorow, Sprawocznik: Wibracii w tiechnieke, T.3, Maszynostrojenie, Moskwa 1980, s. 130-188.
- [2] Kostjuk A. G.: Koliebanija parowych turboagriegatow, Sprawocznik: Wibracii w tiechnieke, T. 3, Maszynostrojenie, Moskwa 1980, s. 300-322.
- [3] Kostjuk A. G., Kumienko A. I., Kariew A. W.: Razrabotka sistiemy awtomatizirowannogo rasczieta rotorow na PEWM IBM PC/AT, Wseross. naucznaia konf. RAN SP6 - Problemy dynamiki i procznosti eliektro- i eniergomaszin, Moskwa 1993.
- [4] Kostjuk A. G., Rucznow A. P., Kumienko A. I.: Rascziet charakteristik dinamiczieskoj ustojcziwosti wałoprowodow moszcznych parowych turboagriegatow, Tieploeniergiatika, Nr 8, 1987, s. 9-12.
- [5] Szulzenko N. G., Worobiew Ju. S.: Cziisliennyj analiz koliebanij sistiemy turboagriegat-fundamient, Naukowa dumka, Kijew 1991.
- [6] Kumienko A. I., Kariew A. W., Morozowa D. S.: Primienienije matiematiczieskogo modielirowanija w zadaczach dynamiki sistiemy turboagriegat-fundamient-osnowanije (TFO), Wiestnik MEI, No. 1, Moskwa 1994.
- [7] Kumienko A. I.: Wlijanije eksplatacionnych faktorow na staticzieskije i dinamiczieskie charakteristiki wałoprowodow moszcznych parowych turbin, Wiestnik MEI, No. 3, Moskwa 1994.
- [8] Caruso W. J., Rotor Dynamics Technology, MSOA3-8, Breakthroughs of General Electric, Fithburg, Massachusetts, 1991, s. 1-13.
- [9] Childs D. W.: The Space Shuttle Main Engine High-Pressure Fuel Turbopump Rotor Dynamic Instability Problem, Trans. ASME, Series: A., December 1976, s. 52-64.

Recenzent: prof.dr hab.inż. A.Tylikowski

Wpłynęło do Redakcji w grudniu 1994 r.