DIAGNOZA - GENEZA - PROGNOZA => PODSTAWA KAŻDEJ DECYZJI



Rada programowa

Przewodniczący: prof. dr hab. dr h.c. mult. Czesław CEMPEL Politechnika Poznańska Redaktor Naczelny: prof. dr hab. inż. Ryszard MICHALSKI UWM w Olsztynie

Członkowie:

prof. dr hab. inż. Jan ADAMCZYK AGH w Krakowie dr inż. Roman BARCZEWSKI Politechnika Poznańska prof. dr hab. inż. Walter BARTELMUS Politechnika Wrocławska prof. dr hab. inż. Wojciech BATKO AGH w Krakowie prof. dr hab. inż. Lesław BEDKOWSKI WAT Warszawa prof. dr hab. inż. Adam CHARCHALIS Akademia Morska w Gdyni prof. dr hab. inż. Wojciech CHOLEWA Politechnika Śląska prof. dr hab. inż. Zbigniew DABROWSKI Politechnika Warszawska prof. dr hab. inż. Marian DOBRY Politechnika Poznańska dr inż. Tomasz GAŁKA Instytut Energetyki w Warszawie prof. dr hab. inż. Jan KICIŃSKI IMP w Gdańsku prof. dr hab. inż. Jerzy KISILOWSKI Politechnika Warszawska

prof. dr hab. inż. Wojciech MOCZULSKI Politechnika Ślaska prof. dr hab. inż. Stanisław NIZIŃSKI UWM w Olsztvnie prof. dr hab. inż. Stanisław RADKOWSKI Politechnika Warszawska prof. Bob RANDALL University of South Walles-Australia prof. dr Raj B.K.N. RAO president COMADEM International -Anglia, prof. Menad SIDAHMED University of Technology Compiegne - Francja, prof. dr hab. inż. Tadeusz UHL AGH w Krakowie prof. Vitalijus VOLKOVAS Kaunas University-Litwa, prof. dr hab. inż. Andrzej WILK Politechnika Śląska prof. Alexandr YAVLENSKY Aerospace University Sankt Petersburg - Rosja, prof. dr hab. inż. Bogdan ŻÓŁTOWSKI ATR w Bydgoszcz

Obszar zainteresowania czasopisma to problemy diagnostyki, identyfikacji stanu technicznego i bezpieczeństwa maszyn, urządzeń, systemów i procesów w nich zachodzących. Drukujemy oryginalne prace teoretyczne, aplikacyjne, przeglądowe i krótkie doniesienia z badań, innowacji i kształcenia w tych zagadnieniach.

Recenzenci nadesłanych prac:

prof. dr hab. inż. **Piotr BIELAWSKI** prof. dr hab. inż. **Czesław CEMPEL** – dr hc. prof. dr hab. inż. **Wojciech CHOLEWA** dr hab. inż. **Jacek CIEŚLIK** dr hab. inż. **Janusz GARDULSKI** – prof. ndzw. prof. dr hab. inż. **Jerzy GIRTLER** prof. dr hab. inż. **Tadeusz GLINKA** dr hab. inż. **Jerzy JAROSZEWICZ** –prof. ndzw. prof. dr hab. inż. **Zenon JĘDRZYKIEWICZ**

dr hab. inż. **Piotr KRZYWORZEKA** dr hab. inż. **Edward MICHLOWICZ** – prof. AGH prof. dr hab. inż. **Stanisław NIZIŃSKI** prof. dr hab. inż. **Stanisław RADKOWSKI** dr hab. inż. **Wojciech P. RDZANEK** – prof. ndzw. dr hab. inż. **Franciszek TOMASZEWSKI** prof. dr hab. inż. **Tadeusz UHL** prof. dr hab. inż. **Bogdan ŻÓŁTOWSKI**

WYDAWCA:

Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej 02-981 Warszawa, ul. Augustówka 5

REDAKTOR NACZELNY: prof. dr hab. inż. Ryszard MICHALSKI

CZŁONKOWIE KOMITETU REDAKCYJNEGO: dr inż. Paweł MIKOŁAJCZAK dr inż. Krzysztof LIGIER

SEKRETARZ REDAKCJI: dr inż. Sławomir WIERZBICKI, tel.: 0-89-523-37-51

REDAKCJA CZASOPISMA: Uniwersytet Warmińsko – Mazurski w Olsztynie, Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn 10-736 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 11, tel./fax: 0-89-523-34-63 www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka

e-mail: diagnostyka@uwm.edu.pl

KONTO PTDT: Bank Przemysłowo Handlowy S.A. II O/ Warszawa nr konta: 40 1060 0076 0000 3200 0046 1123

Wydanie dofinansowane przez Ministra Nauki i Informatyzacji

Spis treści

SŁOWO REDAKTORA	5
INFORMACJE PTDT	6
Artykuły Główne	
CEMPEL Czesław – Politechnika Poznańska	7
Rozkład symptomowej macierzy obserwacji populacji jako pomoc w ocenie jakości wniosków i obiektów SVD Decomposition Of Symptom Observation Matrix As The Help In A Quality Assessment Of A Group Of	•
Applications	
Adam SOŁBUT - Politechnika Białostocka	13
Możliwości automatycznej oceny stanu układu napędowego z maszyną indukcyjną	
Posibilities Of Automatic State Estimation Of An Inductions Motor Drive	
Maciej SWITALSKI - ATR Bydgoszcz	17
Ocena stanu płaszcza walczaka obrotowego poprzez pomiar dynamicznych ugięć wałów rolek nośnych	
The State Estimation Of Rotary Drum's Coat By Measurement Shafts' Dynamic Deflections Of Support Rol	lers
Andrzej SOBOLEWSKI - Politechnika Białostocka	27
Neuronowe klasyfikatory cech sygnatow w diagnostyce uszkodzen wirnika silnika indukcyjnego	
Neural Classifiers Of Fault Symptoms In Induction Machinery Rotor Fault Diagnosis	2.1
Pawer wirkkowski – Amw Gdynia	
Modelowanie charakterystyki spręzarki oslowej o zmiennej geometrii kanału przepływowego	
Modelling Of The Characteristic Of Axial Compressors Equipped with Variable Geometry Of Flow Ducts	27
Y EVITELI KHARCHENKO, STETALI SOBKOW SKI – UWM OISZLYII	
Modelowanie malemalyczne procesów rozrucna układów napędowych podnosników budowianych Mathematical Modelling Of Transients In Drives Of Building Elevating Daviess	
Mainematical Modelling Of Transferits in Drives Of Duitaing Elevating Devices	12
Identyfikacia sil oddziahwania w układzie kolo szyna metoda odwróconego filtru strukturalnego	43
Load Identification In Wheel Rail System With Use Of Inverse Structural Filter Method	
Tomasz BARSZCZ – AGH Kraków	49
Koncencia monitorowania i diagnostyki maszyn wirujących małej i średniej mocy	
Concept Of Monitoring And Diagnostics Of Small And Medium Power Rotating Machinery	
Tadeusz UHL – AGH Kraków, Stefan BERCZYŃSKI– Politechnika Szczecińska, Artur HANC, Łukasz	
SEKIEWICZ – Energocontrol sp. z o.o.	57
Rozproszony system monitorowania mostów	
Distributed System Of Bridges Monitoring	
Janusz ZACHWIEJA – ATR Bydgoszcz	63
Diagnozowanie wirnika wentylatora poziomego o małej sztywności posadowienia	
Diagnostic Of The Horizontal Ventilator's Rotor With A Low Setting Stiffness	
Piotr KUROWSKI, Piotr KOHUT – AGH Kraków	71
Zastosowanie systemu wizyjnego do detekcji i lokalizacji uszkodzeń	
Vision Based System For SHM Application	
Józef RYBCZYŃSKI – IMP Gdańsk	77
Charakterystyki wybiegowe turbozespołu wyrażone kaskadowymi wykresami drgań w obecności defektu	
rozosiowania łożysk	
Rundown Characteristics Of The Turbine Set In The Presence Of Bearing's Dislocation Defect	
Expressed By Waterfall Vibration Diagrams	~ -
Tadeusz UHL – AGH Kraków, Adam PIETRZYK – Energocontrol sp z. o.o.	
Integracia niezawodności i diagnostyki	
Reliability And Diagnostic Integration	00
wawrzyniec PANFIL, wojciech MOCZULSKI, Ryszard w YCZOŁKOwSKI – Politechnika Słąska Gliwic	e_89
Reasoning in Machinery Diagnostics Aldea By Augmented Reality System	
rr nioskowanie w alagnosiyce maszyn wspomagane systemem rozszerzonej rzeczywistosci Zbioniow DAMIIAN – AGH Kraków	05
Rodanie wnhwy dźwieków niskiej czestotliwości na noziom aktywności elektrodormalnej	
The Effects Of Low-Frequency Sound Exposure On The Level Of Fleetrodermal Activity	
The Lijeets of Low-Frequency Sound Exposure on the Level of Electrodermal Activity Zhioniew DAMIJAN – AGH Kraków	101
Wnlyw drgań niskoczestotliwościowych na wybrane parametry fiziologiczne	
Changes Of Selected Physiological Parameters Under Low Frequency Vibration	

Roman BARCZEWSKI – Politechnika Poznańska	105
Zastosowanie uśredniania multisynchronicznego – MSA w diagnostyce silników asynchronicznych	
Application Of Multisynchronous Averaging - MSA In Asynchronous Electric Motor Diagnostics	
Roman BARCZEWSKI – Politechnika Poznańska	
Ocena stanu naprężenia i spójności belki żelbetowej na podstawie zmian kształtu krzywej szkieletowej	
Stress Assessment And Integrity Loss Detection Of A Ferroconcrete Beam On The Basis	
Of Backbone Curve Changes	
Andrzej GRZĄDZIELA – AMW Gdynia	
Analiza parametrów drganiowych okrętowych turbinowych silników spalinowych	
Analysis Of Vibration Parameters Of Marine Gas Turbine Engines	
Marek IWANIEC – AGH Kraków	125
Diagnostyka rozwarstwień kołowych powstających w strukturze wewnętrznej fresków	
Diagnostics Of Circular Delaminations In Frescos Structure	
Wojciech POPRAWSKI – Politechnika Wrocławska	131
Monitorowanie stanu amortyzatorów kolejowych	
Condition Monitoring Of Railway Shock Absorbers	
Kazimierz WITKOWSKI – AM Gdynia	137
Wykorzystanie parametrów drgań wzdłużnych tulei cylindrowych w diagnostyce okrętowych tłokowych silników spalinowych	
The Use Of The Parameters Of Cylinder Liner Longitudinal Vibrations In Marine Diesel Engines Diagno	ostics
WARTO PRZECZYTAĆ	
Rozpływ energii akustycznych źródeł rzeczywistych – STEFAN WEYNA	145
Metody analizy sygnałów niestacjonarnych – ANNA TIMOFIEJCZUK	145
INFORMACJE	
BAZA DANYCH O ZAWARTOŚCI POLSKICH CZASOPISM TECHNICZNYCH (BAZTECH)	146
Konferencje	
IMEKO TC10 INTERNATIONAL CONFERENCE ON TECHNICAL DIAGNOSTICS	147

XXXIII OGÓLNOPOLSKIE SYMPOZJUM DIAGNOSTYKA MASZYN_____148

Drodzy Czytelnicy naszego czasopisma naukowo - technicznego DIAGNOSTYKA Drodzy Autorzy, Koledzy

Mija już 15 rok istnienia naszego towarzystwa Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej (PTDT) i szósty rok czasopisma DIAGNOSTYKA. Czasopismo to, dzięki pracy Redakcji pod wodzą prof. Ryszarda MICHALSKIEGO okrzepło i utrwaliło swoją pozycję na rynku, zdobywając również dobre miejsce na listach dawnego Komitetu Badań Naukowych. Nastąpił więc stosowny moment do inernacjonalizacji jego oddziaływania. Operacyjnie to oznacza np. powiększenie języków prezentacji prac z jedynie polskiego na dodatkowy angielski, a jeśli trzeba to o języki wielkich sąsiadów; rosyjski i niemiecki. Stosownie do tego trzeba powiększyć skład Rady Naukowej Diagnostyki i z wielką przyjemnością komunikuję, iż zgodzili się z nami współpracować; prof. Menad **SIDAHMED** z Universiy of Technology Compiegne - Francja, Prof. Raj B.K.N. Rao President COMADEM International Anglia, Prof. Alexandr YAVLENSKY z Aerospace University Sankt Petersburg - Rosja, prof. Vitalijus VOLKOVAS z Kaunas University-Litwa, prof. Bob RANDALL z Univesity of South Walles-Australia. Myślę, iż to rozszerzenie zakresu oddziaływania naszego czasopisma i składu Rady Naukowej przyjmą nasi autorzy i czytelnicy ze zrozumieniem i wykorzystają nadarzającą się okazję szerokiej prezentacji swych dokonań na tym tradycyjnym i obecnie ulepszonym forum DIAGNOSTYKI.

> Z najlepszymi pozdrowieniami i życzeniami Czesław CEMPEL Przewodniczący Rady Naukowej

DIAGNOSTYKA'35 Informacje redakcji DIAGNOSTYKI

Szanowni Autorzy nadsyłanych artykułów!

W celu ułatwienia sprawdzenia, czy prace zostały przygotowane zgodnie z wymaganiami redakcyjnymi, poniżej podajemy kontrolną listę z pytaniami, które pomogą Państwu dokonać oceny poprawności przygotowanych prac (lista kontrolna jest również dostępna na stronie internetowej redakcji:

www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka/checklista.doc).

Pytania te dotyczą tylko tych wymagań, które są trudne lub nie możliwe do skorygowania w redakcji i wpływają na zadeklarowaną liczbę stron przez Autorów.

Bardzo prosimy o sprawdzanie artykułów, przed ich wysłaniem do redakcji, wg poniższych punktów.

т		0 1	. 0
L.p.	Wyszczegolnienie sprawdzan	Czy są spełnione wymagania?	
		Tak	Nie
1.	Czy całość artykułu (oprócz tytułu i ewentualnych przypisów		
	dolnych) jest napisana czcionką 10 pkt. ?		
2.	Czy odstęp pomiędzy wierszami jest pojedynczy ?		
3.	Czy (we wszystkich sekcjach) marginesy: lewy, prawy i górny		
	wynoszą 2,5 cm, a dolny 2 cm?		
4.	Czy odstęp pomiędzy kolumnami wynosi 10 mm?		
5.	Czy zamieszczono streszczenia i słowa kluczowe w języku		
	polskim i angielskim ?		
6.	Czy umieszczono informacje o Autorach wraz ze zdjęciami		
	o rozdzielczości przynamniej 300 dpi ?		
7.	Czy rysunki są czytelne na wydruku w odcieniach szarości ?		
8.	Czy całość artykułu (włącznie z informacjami o Autorach)		
	mieści się na parzystej liczbie stron ?		
9.	Czy podano przy afiliacji dokładny adres, nr telefonu		
	kontaktowego oraz adres e-mail?		
10.	Czy przygotowano pismo przewodnie zgodnie ze wzorem		
	umieszczonym na stronie internetowej:		
	http://www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka/druk.doc ?		

Miło jest mi poinformować Państwa jeszcze o dwóch sprawach związanych z DIAGNOSTYKĄ, które wydarzyły się w ostatnim czasie.

Na stronie internetowej Ministerstwa Edukacji i Nauki pojawił się uaktualniony wykaz czasopism wraz z liczbą punktów za umieszczone w nich publikacje naukowe. Według zamieszczonych na tej stronie informacji DIAGNOSTYKA utrzymała dotychczasową punktację, tzn. 4 punkty za każdy artykuł. Druga informacja, którą chcę przekazać jest włączenie DIAGNOSTYKI do bazy danych o zawartości polskich czasopism technicznych "BazTech". Myślę że przyczyni się do dalszej popularyzacji czasopisma, nie tylko w naszym kraju ale również poza jego granicami.

Więcej informacji na temat bazy "BazTech", znajdziecie Państwo na str. 146 lub w internecie na stronie: http://baztech.icm.edu.pl/

> Sekretarz Redakcji Diagnostyki Sławomir WIERZBICKI

ROZKŁAD SYMPTOMOWEJ MACIERZY OBSERWACJI POPULACJI JAKO POMOC W OCENIE JAKOŚCI WNIOSKÓW I OBIEKTÓW

Czesław CEMPEL

Politechnika Poznańska Instytut Mechaniki Stosowanej, email: czeslaw.cempel@put.poznan.pl

Streszczenie

Ocena wniosków przy staraniach o różne subsydia, czy też przy nagradzaniu, jest na ogół wielokryterialna i wieloosobowa. Mimo starań o obiektywizację w postaci kreowania symptomów liczbowych dochodzenie do konsensusu ma zawsze znamiona subiektywności. Okazuje się, iż w tym procesie ocenowym może być pomocna metoda rozkładu macierzy obserwowanych symptomów względem wartości szczególnych **SVD**. Praca pokazuje taką możliwość opierając się na danych symptomowej macierzy obserwacji (SMO) zaczerpniętych z praktyki. Pokazano, że nieznaczne odchylenia klasyfikacji wg SVD i stosowanej do tej pory metody występują dopiero poza pierwszą dziesiątką obiektów.

Słowa kluczowe: populacja obiektów, obserwacja wielo symptomowa, wnioskowanie statystyczne, SVD, ranking ocenowy.

SVD DECOMPOSITION OF SYMPTOM OBSERVATION MATRIX AS THE HELP IN A QUALITY ASSESSMENT OF A GROUP OF APPLICATIONS

Summary

The objective assessment of the quality of some application for funding is multicriterial and multi expert task. There is some help possible by quantization of experts judgments and creation from these some composite symptoms and indexes, but it is hard to avoid subjectivity in some final decision. As it is shown in this paper some help in solving this problem can be obtained by forming symptom observation matrix (SMO) and successive application of singular value decomposition (SVD). By some case study it was shown that we can obtain full agreement of expert rankings and the SVD ordering, at least for the first 10 top position on the ranking list.

Key words: quality assessment, population of objects, ranking, SVD.

1. WSTĘP

Aktywność ludzka, zwłaszcza twórcza, jest bardzo rozległa i stale się rozrasta wraz z pozyskiwaniem nowej wiedzy, technologii i umiejętności. Coraz bardziej potrzebne są zatem poczynania integracyjne i oceniające tego co nowe i progresywne, by nagradzać, promować i wspierać preferowane kierunki rozwoju, oraz zamiary badawcze, innowacyjne i wdrożeniowe. Jest to zwłaszcza niezbędne przy skromnych środkach budżetowych na badania i innowacje, lub też w obliczu określonej puli nagród, bądź ilości środków na wsparcie danej aktywności.

Mamy zatem często następującą sytuację określona liczba decyzyjna; jest wniosków (propozycji badań), lub wyróżnienia badaczy z szerokiej dziedziny wiedzy i/lub technologii i do tego powołuje się zespół ekspertów oceniających o liczności 3 do 7-dmiu, lub rzadziej więcej osób, dając im wszystkie wnioski i stawiając zadanie oceny wniosku przez liczbowe wartości jednakowych symptomów (np. w skali 1 - 5). Te symptomy jakości mogą być takie jak np.; innowacyjność, jakość zespołu i warsztatu badawczego, uznanie w środowisku, możliwości wdrożeniowe, wpływ na

rozwój dyscypliny, itp. Przy niezbyt rozbudowanej grupie ekspertów (np. 7) jest oczywiście możliwość ich spotkania i wypracowania wspólnego konsensusu i rankingu, zwłaszcza dla pierwszej grupy kilkunastu najlepszych wniosków, pozostawiając resztę na łasce uniwersalnego prawa Pareto¹. I tak się to na ogół dzieje, ale od czasu do czasu tworzymy na podstawie symptomów pozyskanych od ekspertów jakieś miary zagregowane typu; średnia ocen wszystkich symptomów, średnia w danej grupie symptomów, rozstępy symptomów, a nawet tworzymy miary ilorazowe i różnego typu indeksy. Ekonomia i psychologia stanowią dobry przykład dziedzin, gdzie funkcjonują od dawna tego typu oceny, indeksy i wskaźniki [1, 2].

Natomiast z punktu widzenia teorii eksperymentu i statystycznej teorii decyzji mamy symptomową macierz obserwacji (SMO), której kolumny stanowią liczbowe symptomy (eksperci), a wiersze oceniane wnioski i możemy założyć, że cała informacja niezbędna do podjęcia decyzji jest

¹ Prawo **Pareto** stanowi, że dla każdej dostatecznie licznej populacji, 20% bytów (np. klientów) daje 80% zasobów (np. wkładów bankowych), jak to odkrył sam Pareto w 1901r.

zawarta w tej macierzy, należy ją tylko wyekstrahować stosowną obiektywną metodą obliczeniową. Powszechnie stosowana w psychologii metoda składowych głównych macierzy (pricipal component analysis - PCA) i jej uogólnienia [3] maja tę niedogodność, że składowe główne i wartości własne zagadnienia szuka się nie dla prostokątnej SMO, lecz dla kwadratowej macierzy kowariancji otrzymanej z SMO przez pomnożenie przez transponowana SMO. Natomiast istnieje metoda bezpośredniej operacji na prostokątnej SMO, zwana rozkładem względem wartości szczególnych SVD (singular value decomposition), która wyodrębnia ortonormalne wektory szczególne i za ich pomoca niezależne charakterystyki i informacje zawarte w SMO. Jej poprawne działanie sprawdzone jest w wielu pracach z wielo uszkodzeniowej diagnostyki maszyn (np.[4]), gdzie wiersze SMO uporządkowane są względem rosnącego czasu życia obiektu. Jednak z punktu widzenia metody SVD nie stanowi to istotnego ograniczenia Stąd też w niniejszej pracy nasuwa się możliwość wypróbowania tej metody wnioskowania statystycznego do hierarchizacji (rankingu) jakości wniosków, lub też innych obiektów z takimi atrybutami.

2. EKSTRAKCJA NIEZALEŻNYCH ŹRÓDEŁ INFORMACJI Ζ **SYMPTOMOWEJ** MACIERZY **OBSERWACJI** (SMO) **POPULACJI OBIEKTÓW**

Niech nasza SMO ma wierszy D (obserwowanych obiektów) i r kolumn (symptomów ocenowych), tak że możemy wprowadzić oznaczenie $SMO=O_{nr}$. Rozkład SVD tej macierzy daje nam jako wynik iloczyn trzech macierzy (patrz 1); od lewej idąc mamy ortonormalną macierz rzędu p U_{pp} lewostronnych wektorów szczególnych, diagonalną macierz wartości szczególnych Σ_{pr} z wartościami szczególnymi na diagonali uporządkowanymi malejąco, oraz ortonormalną macierz rzędu r prawostronnych wektorów szczególnych V_{rr}^{T} , [Kiełbasiński92] jak niżej;

$$O_{pr} = U_{pp} * \Sigma_{pr} * V_{rr}^{T}, \qquad (1)$$

(2)

(*T*- transpozycja macierzy),

przy czym liczba niezerowych wartości szczególnych σ_i jest na ogół mniejsza iż wymiary p i r, bowiem

 $\Sigma_{pr} = diag \ (\ \sigma_l, \ ..., \ \sigma_l),$

Oraz

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \ldots > \sigma_u > 0,$$

$$\sigma_{u+1} = \ldots \sigma_l = 0,$$

l= max (p, r)

Wypada od razu powiedzieć, że wartość obrazuje intensywność szczególna tu (informacyjność) niezależnej cechy znalezionej w SMO i z praktyki można stwierdzić, że istotnych jest jedynie kilka pierwszych cech, reszta jest poniżej 10% czyli na poziomie szumu informacyjnego.

W dochodzeniu do rankingu obiektów istotny jest teraz problem wstępnej obróbki macierzy O_{pr} , bowiem symptomy (kolumny) można pozostawić jak zanotowano przez ekspertów bądź znormalizować (podzielić) przez wartość charakterystyczną wszystkich obserwacji danego symptomu, np. wartość średnią, najmniejszą, itd. Będzie to wtedy nadanie symptomom innej rangi wzajemnej i np. w diagnostyce maszyn normalizuje się symptomy do wartości początkowej, jak dla obiektu nowego tuż po uruchomieniu. Natomiast dla populacji obserwacji, bez zadanego wstępnego uporządkowania (np. czas życia w diagnostyce), będziemy normalizować do wartości średniej symptomu, co w efekcie reskaluje symptomy do bezwymiarowych wszystkie i sprowadza ich zmienność do rozstępu w okolicach jedności. Tym samym likwidujemy wpływ wartości średniej symptomu na końcową decyzję. Kolejnym sposobem przetworzenia, i tym samym reskalowania, SMO jest centrowanie symptomów przez odjęcie wartości normalizowanej, czyli w naszym przypadku wartości średniej. Tak przetworzone symptomy w SMO pokazują swoją zmienność wokół wartości zerowej, wymiarowej lub bezwymiarowej, zależnie od tego czy oba przekształcenia zastosowaliśmy łącznie lub nie. Wtedy większego znaczenia nabiera zmienność symptomu mierzona np. jego rozstępem **R**.

uporządkowania niezależnego Szukajac obiektów w SMO możemy to robić każdorazowo wzdłuż wymiaru obserwacji - p i wzdłuż wymiaru symptomów - r. Za każdym razem będzie to inny problem decyzyjny. I tak, np. porządkowanie wzdłuż wymiaru obserwacji służy do oceny wniosków, a drugi wymiar może służyć do ocenv informacyjności i niezależności zastosowanych symptomów. Niżej dla jasności prezentacji skupimy się na rankingu obiektów opisanych zadanymi symptomami, a zrobimy to na przykładzie oceny kilkudziesięciu wniosków o finansowanie badań².

3. RANKING WNIOSKÓW O WSPARCIE BADAŃ OPISANYCH PRZEZ SMO PRZY UŻYCIU SVD

W pewnej organizacji wspierającej badania ogłoszono konkurs w dziedzinie nauk technicznych i w efekcie uzyskano 37 wniosków spełniających wszystkie postawione uwarunkowania niezbędne dla uruchomienia finansowania. Dla wybrania najlepszych wniosków powołano zatem 7 ekspertów prosząc ich o dwu symptomową ocenę; ocenę jakości każdego wniosku w pięciostopniowej skali 1 do 5 (najlepszy) i wskazanie kolejności (rangi) finansowania w trójstopniowej skali 1 (finansować w pierwszej kolejności) do 3. Zatem pierwotna SMO ma 7x 2=14 symptomów (kolumn) w zróżnicowanej

² Autor jest wdzięczny FNP za udostępnienie danych liczbowych.

skali i 37 wierszy, a do tego niektórzy eksperci dla lepszego zróżnicowania wniosków stosowali również oceny połówkowe. Współczesne środki i systemy obliczeniowe. np. MATLAB®, umożliwiają napisanie prostych programów obliczeniowych i graficznych w języku wewnętrznym systemu, np. przy użyciu rozkładu względem wartości szczególnych SVD. Programem takim nazwanym svdpop.m, przetworzono pierwotną macierz obserwacji nazwana tu ocena2.txt szukajac przesłanek do uporzadkowania jakości wniosków.

Program umożliwia kolejno: przetworzenie macierzy pierwotnej, następnie to samo po znormalizowaniu symptomów do wartości średniej, oraz po znormalizowaniu i centrowaniu względem wartości średniej. Pierwsze dwie wersje wstępnego przetworzenia SMO dały wskazówki co do możliwości uporządkowania wniosków względem malejącej ich jakości wg drugiej cechy szczególnej natomiast wersja centrowaniem (SC2), z i normalizacją do wartości średniej porządkuje jakość wniosków w sposób malejący wg pierwszego wektora szczególnego SVD, nazwanego tu SC1. Wyniki tego przetwarzania przedstawia zbiorczo rysunek 1, prezentując cząstkowe ujęcia problemu decyzyjnego w sześciu obrazkach.



Rys. 1. Wyniki przetwarzania **SMO** ocena2.txt po wstępnej normalizacji i centrowaniu programem bazującym na rozkładzie względem wartości szczególnych **SVD**

Prawy górny obrazek prezentuje tu pierwotną SMO bez wstępnego przetwarzania; oś pozioma przedstawia kolejne wnioski a pionowa wartości symptomów. Jak widać pierwsze wnioski mają najwyższe oceny rzędu 5 i są dedykowane przez ekspertów do finansowania w pierwszej kolejności (ranking 1). Wnioski dalsze mają już malejącą ocenę mieszczą się w drugiej i trzeciej kolejności finansowania (ranking 2 i 3). Lewy górny obrazek pokazuje względny poziom wartości szczególnych, czyli intensywność kolejnych cech zawartych w przetworzonej we wskazany sposób SMO, i jak widać jest tu dominująca jedna cecha szczególna (SC1), której rozkład wzdłuż ocenianych wniosków przedstawia lewy środkowy obrazek z zasobem zmienności od około 1,5 do - 2. Dwie pozostałe prezentują cechv szczególne nie żadnego uporządkowania oscylując wokół zera bez żadnego uporządkowania. Podobne zachowanie widać na wektorze szczególnym nazwanym tu U – hanger, wg

jednej z interpretacji matematycznej rozkładu **SVD** [6]. Rozkładu cech szczególnych wzdłuż symptomów (pozostałe dwa prawe obrazki) nie komentujemy tu, bo naszym celem nie jest ocena symptomów, a tylko uzyskanie uszeregowania malejącej jakości wniosków.

Jeśli powiemy teraz, że oceniane wnioski w pierwotnej **SMO** zostały ułożone właśnie w ten sposób, czyli względem malejącej jakości, oczywiście po dodatkowych obliczeniach średnich ocen i średnich rankingów do finansowania, to możemy powiedzieć że zaproponowana metoda rozkładu **SMO** na cechy szczególne z użyciem **SVD**, daje poprawne wskazania uszeregowania jakości wniosków.

Weźmy zatem pełniejszą macierz, nazwaną tu ocena1.txt, która była podstawą wspomnianego już uporządkowania i służyła jako podstawa do decyzji przy obradach ekspertów. W porównaniu z poprzednią SMO (ocena2.txt) ma ona trzy

dodatkowe kolumny; ocena średnia, ranking średni, iloraz (średniej oceny i rankingu), wyliczone jako średnie po 7 ekspertach. Poniższy rysunek 2 przedstawia wyniki rozkładu SVD tej macierzy przedstawione w tej samej konwencji jak poprzednio. Uważna analiza górnego lewego obrazka pokazuje te trzy dodatkowe kolumny; malejąca średnią ocenę (od 5 do 2.3), rosnący średni ranking do finansowania (od 1 do 3), oraz malejący iloraz o największej dynamice (od 4.9 do 0.8). Jak widać z rys. 2, te nowe symptomy obliczeniowe potwierdzaja uporządkowanie, zwłaszcza wiodacy uporządkowanie symptom *iloraz*. Dlatego też prawy

górny obrazek pokazuje już większe ponad 30% zawartość pierwszej cechy (SC1), ze zmniejszeniem zawartości informacyjnej wszystkich innych cech szczególnych rozkładu SVD. Dalsze potwierdzenie tej obserwacji jest na środkowym lewym obrazku, gdzie amplituda pierwszej cechy szczególnej zwiększyła swą dynamikę, a inne składowe szczególne zmniejszyły dynamikę. Współczynnik korelacji miedzy nowym symptomem iloraz, a pierwsza cecha szczególną SCI jest bardzo wysoki i wynosi: cc= 0.9626. Jest to potwierdzenie równoważności obu podstaw klasyfikacji.



Rys. 2. Wyniki rozkładu SVD macierzy decyzyjnej ocena1.txt wzbogaconej o trzy kolumny obliczone ze średnich po ekspertach poprzedniej macierzy

Jak już wspomnieliśmy, wstępne przetwarzanie macierzy z normalizacją i centrowaniem stosowane w tym przypadku wyróżnia symptomy o dużym rozstępie (dynamice); $\mathbf{R} = max - min$. Policzono zatem dodatkowe trzy symptomy; *rozstęp oceny* średniej, rozstęp rankingu finansowania, rozstęp ilorazu, dołączając je jako trzy dodatkowe kolumny do poprzedniej macierzy, a jej wynikową postać z 20toma kolumnami nazwano **ocena.txt**. Wyniki przetwarzania tej macierzy obrazuje rysunek 3 w tej samej konwencji jak dwa poprzednie rysunki.

Jak widać z rysunku 3, górny lewy obrazek pokazuje jeszcze większą dynamikę nowej SMO, bowiem dwa obliczone rozstępy zaczynają się prawie od zera. Natomiast względny udział pierwszej cechy szczególnej *CS1* zmniejszył się jak to pokazuje obrazek górny lewy. Co prawda dynamika tej cechy w rozkładzie po wnioskach (obrazek lewy środkowy) zwiększyła się bo przekroczyła rozstęp 4, a także zwiększył się nieznacznie współczynnik korelacji *CS1* do symptomu *iloraz* do wartości cc = 0.9757. Znaczy to, że policzone rozstępy ocen średnich nie pogorszyły decyzyjnych cech symptomu *iloraz*, ani też nie polepszyły w sposób istotny. Polepszyły jedynie dynamikę (rozstęp) cechy szczególnej *CS1*, co już obecnie możemy nazwać **uogólnionym** symptomem decyzyjnym otrzymanym z rozkładu SVD. Tym samym przy następnych podobnych poczynaniach ocenowych możemy podjąć próbę równoległego zastosowania SVD do hierarchizacji wniosków, obok obecnie stosowanej metody *ilorazu*.



Rys. 3. Wyniki rozkładu SVD macierzy ocena.txt wzbogaconej do poprzedniej o rozstępy nowych symptomów

W oczekiwaniu sprawdzenia takiej możliwości automatycznego sortowania obiektów (wniosków) rozszerzono program svdpop1.m o kilka operacji i o malejące (descending) sortowanie względem pierwszej cechy szczególnej SC1. Przeprowadzono obliczenia dla dwóch wymienionych już macierzy; ocena2.txt, ocena1.txt, i po przeanalizowaniu ich wspólnych cech wyniki przedstawiono w postaci rysunku 4 dla przypadku macierzy stosowanej w oryginalnych deliberacjach ekspertów ocena1.txt. Jak wynika z rysunku 4 generalna klasyfikacja wg zmiennej iloraz i klasyfikacja automatyczna wg SC1 pokrywa się. Jedynie drobne różnice mogą wystąpić poza pierwszą dziesiątka wniosków. A jak to naprawdę jest pokazuje rysunek 5. Widać tu, że istotnie są niewielkie różnice na pozycjach 12, 17, 19, 21, 25, 27, 31; lecz po zbadaniu liczbowych różnic w tym względzie widać, ze są to odchylenia rzędu setnych części, nie większe niż 0.1, przy dynamice symptomów 0 - 5. Warto również podkreślić iż nowa krzywa klasyfikacyjna *SC1* wg SVD jest bardziej gładka, ze znacznie rzadszymi oscylacjami niż iloraz. Jest to na pewno zasługa procedury SVD, która wyciąga wszystkie przyczynki do *SC1* z całej macierzy **SOM**.



Rys. 4. Malejące uporządkowanie wniosków według składowej szczególnej SC1 z rozkładu SVD



Rys. 5. Jakościowa ilustracja współbieżności klasyfikacji dla zmiennych Iloraz i SC1

4. PODSUMOWANIE

umiejetne Jak się okazuje z powyższego, rozkładu zastosowanie względem wartości szczególnych SVD do symptomowej macierzy obserwacji SMO powstałej z ocen ekspertów może być podstawą uporządkowania jakości wniosków. Potwierdzeniem takiej możliwości jest wysoki współczynnik korelacji między stosowanym do tej pory symptomem nazwanym tu *iloraz*, a pierwszą cechą szczególną uzyskana przez procedurę SVD, oraz zgodność pierwszej dziesiątki klasyfikacji. Potwierdza to również tezę, że cała informacja ocenowa jakości wniosków jest zawarta w SMO, należy ją tylko właściwie wydobyć i zastosować do procesu decyzyjnego.

5. LITERATURA

- 1. BRZEZIŃSKI J, Metodologia badań psychologicznych, PWN Warszawa, 2003.
- 2. NACHMIAS CH., NACHMIAS D., Metody badawcze w naukach społecznych, **Zysk i Ska**, Poznań, 2001.
- TAKANE Y., SHIBAYAMA T., Principal Component Analysis with External Information on both Subjects and Variables, Psychometrica Vol. 56, No 1, 1991, pp 97 – 120.
- 4. CEMPEL C., Wielowymiarowa diagnostyka systemów, rozdz. I.17, s303-313, w: Inżynieria Diagnostyki Maszyn, Żółtowski B., Cempel C., (*edyt.*), Wyd. ITE Radom, 2004, s 1308.
- 5. KIEŁBASIŃSKI A., SCHWETLICK H., 1992, Linear Numerical Algebra, WNT, Warsaw, chapt.1, (in Polish), p 502.
- 6. WILL T., Hanger matrix, Two-thirds Theorem, Internet; http://www.uwlax.edu/faculty/will/svd/svd/index.ht ml .05.



Czesław CEMPEL - profesor dr hab. jest kierownikiem Zakładu Wibroakustyki i Bio-Dynamiki Systemów Wydziału Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej, mult. dr h.c., członek korespondent Polskiej Akademii Nauk, członek Komitetu Badań Naukowych w trzeciej kadencji. Jest członkiem wielu organizacji naukowych krajowych i zagranicznych np.: IMEKO, EUROSCIENCE, GAMM. Jeden z założycieli PTDT w 1990 r. Obecnie jest honorowym przewodniczącym PTDT. Zajmuje się wibroakustyką i diagnostyką maszyn, inżynierią systemów, ekologią. Autor ponad 350 opublikowanych prac, 12 skryptów i książek.

MOŻLIWOŚCI AUTOMATYCZNEJ OCENY STANU UKŁADU NAPĘDOWEGO Z MASZYNĄ INDUKCYJNĄ

Adam SOŁBUT

Politechnika Białostocka, Wydział Elektryczny Katedra Energoelektroniki i Napędów Elektrycznych 15-351 Białystok, Wiejska 45d, fax: 746 94 00 email: asolbut@pb.bialystok.pl

Streszczenie

Praca zawiera propozycje algorytmów umożliwiających ocenę stanu układu napędowego z maszyną indukcyjną w czasie normalnej pracy układu. Jako sygnał diagnostyczny proponuje się stosowanie kwadratu wartości skutecznych ruchomych prądów i napięć. Zaproponowano także sposób obliczeń syntetycznego wskaźnika jakości umożliwiającego automatyczną ocenę stanu układu napędowego niezależnie od sposobu zasilania silnika.

Słowa kluczowe: diagnostyka, silniki indukcyjne, falowniki napięcia.

POSIBILITIES OF AUTOMATIC STATE ESTIMATION OF AN INDUCTIONS MOTOR DRIVE

Summary

Propositions of algorithms providing estimation of the state of motor drive with inductions motor during normal motor run is discussed in the paper. The choice of diagnostic signals as moving RMS currents and voltages is proposed. The paper also includes a method of calculating the synthetic quality factor enabling automatic estimation of the state of motor drive independently of supply method.

Keywords: diagnostics, induction motors, voltage inverters.

1. WSTĘP

Diagnozowanie maszyny indukcyjnej prowadzi się zwykle w oparciu o sygnały wartości prądów fazowych [2], [3], [6]. Metody te związane są z analizą harmoniczną wartości chwilowej prądu stojana. Wymagają zatem dużej mocy obliczeniowej użytych procesorów. Dużym problemem są także problemy interpretacyjne, co znacznie utrudnia jednoznaczną ocenę stanu maszyny [6]. Większość dostępnych w literaturze prac dotyczących diagnozowania maszyn indukcyjnych dotyczy maszyn zasilanych napięciem sinusoidalnym z sieci.

Współczesne układy napędowe do zasilania maszyn wykorzystują układy przekształtnikowe o bardzo różnorodnych algorytmach sterowania. Falowniki użyte do budowy układu zwykle sterowane są z użyciem techniki mikroprocesorowej. Używane procesory mają obecnie dużą moc obliczeniową przy stosunkowo niskich kosztach. Pojawiła się zatem możliwość wykorzystania techniki mikroprocesorowej do diagnozowania on-line układu napędowego. Kształt napięć wyjściowych z takich urządzeń zawiera jednak szereg harmonicznych utrudniających stosowanie metod diagnostycznych stosowanych przy napięciu sinusoidalnym [2],[7].

W pracy [2] wykazano, że przy takim sposobie zasilania, w przebiegu prądu stojana maszyny nieuszkodzonej mogą pojawić sie harmoniczne charakterystyczne dla stanów awaryjnych. Trudno w takiej sytuacji dokonywać wyników klasycznych interpretacji metod diagnostycznych. Pojawienie się takich składowych może wynikać zarówno na skutek uszkodzeń maszyny jak i błędnego sterowania czy też stanów awaryjnych przekształtnika.

Współczesne układy napedowe umożliwiają zatem "wbudowanie" mechanizmów diagnostycznych do układów sterujących pracą maszyny [5]. Występuje natomiast potrzeba poszukiwania wskaźników jakości umożliwiających ocenę stanu układu napędowego jako całości [4]. Problem diagnozowania układu proponuję rozważyć w dwóch kategoriach: poszukiwania wskaźnika jakości analizę sygnału (sygnałów) i diagnostycznego w celu wskazania miejsca awarii. Do wskazania miejsca awarii maszyny uszkodzonej można z powodzeniem stosować metody klasyczne identyfikację umożliwiające awarii łożysk (mimośród statyczny i dynamiczny) lub uszkodzenia klatki wirnika (pierścieni zwierających) [1][6]. W pracy [4] zaproponowano do diagnozowania układu napędowego stosowanie sygnału kwadratu wartości skutecznej ruchomej prądu stojana, zdefiniowanej jako:

$$I^{2} = \frac{1}{T} \int_{t-T}^{t} i^{2}(\tau) d\tau$$
⁽¹⁾

gdzie:

t – czas

i – wartość chwilowa prądu stojana

T – okres harmonicznej podstawowej napięcia zasilającego

Składowe i-te prądu stojana można opisać ogólnym równaniem:

$$i(t) = A_i \sin(\omega_i t + \varphi_i) \tag{2}$$

Wynikiem obliczenia kwadratu skutecznej ruchomej będą składniki, które można opisać jako:

$$I^{2} = I_{0}^{2} + \sum I_{i}^{2} \sin(2\omega_{i}t + \psi_{i})$$
(3)

Wartość tak obliczona ma składnik stały I_0 związany ze składowymi będącymi wielokrotnością harmonicznej podstawowej [4] oraz składniki o częstotliwości podwojonej względem składowych występujących w wartości chwilowej. Fakt ten umożliwia stosowanie metod diagnostycznych opartych na analizie harmonicznej przebiegu wartości skutecznej ruchomej poprzez poszukiwanie odpowiednich składowych prądu [1], [6], [7].

Sygnał tak zdefiniowany ma zalety ułatwiające poszukiwania wskaźników oceny układu napędowego. W czasie normalnej pracy układu, przy założeniu stałego momentu obciążenia, jego wartość jest stała w czasie. Awaria wirnika maszyny lub łożysk (mimośród) powoduje powstanie w przebiegu sygnału wartości o częstotliwościach zależnych od prędkości obrotowej (poślizgu).

2. KRYTERIA OCENY STANU

Przyjmując, że w czasie pomiaru moment obciążenia nie zmienia się, wskaźnik jakości oceniający klatki wirnika i łożysk możemy obliczyć jako [4]:

$$K_2 = \frac{I_{sk\,\text{max}}^2}{I_{sk\,\text{min}}^2} \tag{4}$$

gdzie:

 $I_{sk max}$ - wartość maksymalna skutecznej "ruchomej" w czasie pomiaru

 $I_{sk min}$ - wartość minimalna skutecznej "ruchomej" w czasie pomiaru

Istotnym czynnikiem umożliwiającym stosowanie sygnału kwadratu wartości skutecznej ruchomej jest znajomość aktualnej częstotliwości napięcia zasilającego. Niedopasowanie czasu całkowania do okresu podstawowej harmonicznej powoduje powstanie oscylacji w kwadracie skutecznej ruchomej składników o częstotliwości równej 2f, a więc o częstotliwościach zbliżonych do pojawiających się na skutek uszkodzenia wirnika. Oprócz uszkodzeń łożysk oraz klatki wirnika w praktyce występują także uszkodzenia uzwojeń stojana [6]. Uszkodzenia te powodują zwykle powstanie niesymetrii wartości prądów w poszczególnych fazach stojana. Niesymetria nie dotyczy wartości chwilowych, lecz wartości skutecznych. Analiza tej niesymetrii umożliwia zatem wskazanie awarii na obwód stojana. Proponowanym współczynnikiem oceny stanu uzwojeń stojana może być współczynnik zdefiniowany jako:

$$K_1 = \max(\frac{I_{\alpha}}{I_{\beta}}, \frac{I_{\beta}}{I_{\alpha}})$$
(5)

gdzie:

 $I_{\alpha} I_{\beta}$ - wartości skuteczne ruchome prądów stojana obliczone w stacjonarnym układzie współrzędnych (układ $\alpha\beta$).

Współczynniki K_1 i K_2 wystarczają do stanu maszyny, ale przy założeniu oceny prawidłowo działającego układu zasilania (sterowania) przy stałym momencie obciążenia silnika. Do ich obliczenia potrzebny jest pomiar pradów fazowych w dwóch fazach stojana. Stany awaryjne związane z pojawieniem się składowej zerowej pradu (zwarcia do obudowy) powinny być identyfikowane poprzez stosowanie znanych zabezpieczeń różnicowo - prądowych. W związku ze stosowaniem układów przekształtnikowych wraz z układami regulacji automatycznej możliwe jest pojawianie się składowych prądu, podobnych jak w przypadku uszkodzeń maszyny, na skutek awarii sterowania, awarii przekształtnika lub na skutek (nieoptymalnie) błednie dobranych nastaw regulatorów (w przypadku stosowania sprzężeń zwrotnych). Identyfikację przyczyny powstawania takich składników można dokonać poprzez pomiar napięć wyjściowych przekształtnika pomiędzy fazami maszyny. Wobec braku (w takich sygnałach) składowej zerowej, do analiz wystarczą dwa przetworniki napięcia. Do wskazania miejsca awarii proponuję użyć wskaźników oceny stanu układu zasilania identycznych jak dla prądów:

$$K_3 = \max(\frac{U_{\alpha}}{U_{\beta}}, \frac{U_{\beta}}{U_{\alpha}})$$
(6)

$$K_4 = \frac{U_{sk\,\text{max}}^2}{U_{sk\,\text{min}}^2} \tag{7}$$

Wybór tak zdefiniowanych współczynników związany jest z poszukiwaniem jednego syntetycznego parametru umożliwiającego klasyfikację układu jako praca dopuszczalna lub awaria systemu. Jedną z możliwości jest stosowanie współczynnika oceniającego stan silnika:

$$K = K_1 K_3 \frac{K_2}{K_4}$$
(8)

Wartość tak obliczona uwzględnia istnienie pulsacji prądu będących skutkiem chwilowych zmian napięcia zasilającego.

Wszystkie opisywane wyżej możliwe stany awaryjne praktycznie mają różną skalę wartościowania. Praca maszyny z pękniętym jednym wirnika jest dopuszczalna. pretem Celem diagnostyki on-line jest nie tylko klasyfikacja stanu, lecz także obserwacja zmian stanu maszyny. Zwiększanie się współczynnika K w dłuższym okresie czasu daje informację o pogarszaniu się stanu maszyny, dzięki czemu możliwe staje się przewidywanie wystąpienia poważnej awarii. Analiza zmian proponowanych współczynników umożliwia wskazanie miejsca wystąpienia awarii na: zasilanie, sterowanie, stojan lub wirnik silnika napędowego.

3. ALGORYTM OBLICZEŃ WARTOŚCI SKUTECZNEJ RUCHOMEJ

Przeprowadzone rozważania teoretyczne oraz badania laboratoryjne wykazały przydatność stosowania sygnału kwadratu skutecznej ruchomej. Stosunkowo łatwa jest także realizacja praktyczna obliczania takiej wielkości. Jedynym możliwym rozwiązaniem jest realizacja mikroprocesorowa.

Do realizacji algorytmu niezbędne jest przygotowanie bufora pamięci o rozmiarze zależnym od częstotliwości składowych występujących w prądzie stojana.

Obliczenie wartości kwadratu skutecznej ruchomej polega na wykonywaniu obliczeń w trakcie procedury obsługi przerwań wykonywanych co czas:

$$\Delta T = \frac{T}{MAX} \tag{9}$$

gdzie:

T – okres napięcia wyjściowego falownika MAX – liczba próbek w okresie T

Kolejno należy wykonywać następujące operacje:

- pomiar aktualnej wartości chwilowej sygnału (prądu lub napięcia)
- obliczenie (np. metodą trapezów) części całkowania zależnej od aktualnej i poprzednio zmierzonej wartości prądu
- dodanie tej wartości do wyniku kwadratu skutecznej ruchomej sygnału
- odjęcie od wyniku tak samo obliczonej wartości dla czasu przesuniętego o okres T (na postawie pomiarów zapamiętanych w buforze)

Proponowany algorytm wymaga pamięci niezbędnej operacyjnej do przechowywania zmierzonych wartości prądu okresie w odpowiadającym częstotliwości podstawowej harmonicznej napięcia zasilającego. Pamięć ta wykorzystywana jest jako bufor kołowy dla pojedynczego kanału pomiarowego.

Sam algorytm jest stosunkowo prosty i możliwy do zastosowania wewnątrz procedur związanych ze sterowaniem układem napędowym. Obliczenia wartości proponowanych współczynników także nie stwarzają trudności.

4. BADANIA LABORATORYJNE

W celu sprawdzenia proponowanych rozwiązań wykonano szereg badań laboratoryjnych. Do badań wykorzystano seryjnie produkowany falownik firmy TWERD o mocy 4kW. Możliwe stany awaryjne modelowano poprzez wprowadzenie niesymetrii do obwodu silnika lub do obwodu zasilania poprzez dołączenie rezystancji dodatkowej. Awarie wirnika modelowano w sposób podobny.: Wykorzystano tu silnik pierścieniowy z niesymetrią obwodu wirnika. Do badań wykorzystano także silnik z celowo uszkodzoną klatką wirnika. Badania wykonywane były przy czestotliwości 50Hz. Obliczenia wartości skutecznej ruchomej wykonano, na podstawie zarejestrowanych przy wykorzystaniu kart pomiarowo - kontrolnych firmy Ambex Poland prądów i napięć silnika, przy wykorzystaniu programu autorskiego Angaf win.

Przeprowadzone badania dla różnych stanów awaryjnej pracy układu napędowego z falownikiem napięcia i silnikiem klatkowym wykazały następujące wartości współczynników:

Stan techniczny silnika dobry: 1.02/1.09/1.006/1.005/1.11

Typ awarii: $K_1/K_2/K_3/K_4/K$ Awaria falownika, silnik obciążony: 1.9/1.08/1.24/1.008/2.52Awaria uzwojenia stojana, silnik obciążony: 1.9/1.08/1.01/1.008/2.06Awaria uzwojenia stojana, bieg jałowy: 1.22/1.12/1.004/1.017/1.63Awaria falownika, bieg jałowy: 1.13/1.35/1.03/1.008/1.55

W przypadku badań dla różnych stanów awaryjnej pracy układu napędowego z silnikiem pierścieniowym i falownikiem otrzymano następujące wyniki:

Stan techniczny silnika dobry: 1.009/1.23/1.004/1.008/1.24 Awaria w wirniku, bieg jałowy: 1.03/1.32/1.002/1.018/1.34 Awaria falownika i wirnika, bieg jałowy: 1.18/1.34/1.05/1.02/1.63 Awaria falownika, bieg jałowy: 1.46/1.21/1.08/1.008/1.89 Uszkodzenie uzwojenia stojana i wirnika, bieg jałowy: 1.28/1.3/1.002/1.01/1.65 Uszkodzenie uzwojenia stojana i awaria wirnika, silnik obciażony: 1.38/2.63/1.0005/1.02/3.56 Awaria falownika i wirnika, silnik obciążony: 1.56/1.15/1.145/1.02/2.01

SOŁBUT, Możliwości automatycznej oceny stanu układu napędowego...

Widać wyraźnie, że dla użytego silnika pierścieniowego wartości współczynników określających stan uzwojenia wirnika wykazują większe wartości bez wprowadzania celowej niesymetrii. Fakt ten jest uzasadniony istnieniem złącza ruchomego (pierścieni i szczotek), które w naturalny sposób wprowadza nieznaczną niesymetrię. Każda modelowana awaria powodowała wyraźny wzrost współczynnika K.

Na rys 1 i 2 przedstawiono przykładowe przebiegi wartości chwilowej prądu stojana maszyny uszkodzonej oraz odpowiadający przebieg wartości skutecznej ruchomej.



Rys.1. Wartość chwilowa prądu w fazie A stojana silnika pierścieniowego w przypadku niesymetrii obwodu wirnika i stojana



Rys.2. Wartość skuteczna ruchoma przebiegu prądu z rys.1

5. WNIOSKI

Przeprowadzone analizy i badania wykazały przydatność proponowanego sposobu obliczania sygnałów diagnostycznych do analizy stanu pracy układu napędowego z falownikiem napięcia i silnikiem indukcyjnym. Istotnvmi ograniczeniami proponowanych rozwiązań jest konieczność dostępu do informacji o aktualnej wartości częstotliwości napięcia zasilania. Proponowany sposób obliczeń sygnałów (wartość skuteczna ruchoma) ma szereg zalet umożliwiających użycie proponowanego sposobu obliczeń dla różnych algorytmów sterowania.

Automatyczna detekcja awarii na postawie proponowanych współczynników wymaga stworzenia algorytmów umożliwiających uwzględnienie stanów przejściowych.

LITERATURA

- [1] Drozdowski P., Petryna J., Weinreb K., Ocena skuteczności diagnozowania silników indukcyjnych poprzez analizę spektralną prądu sojana, XXXII International Symposium on Electrical Machines, Cracow 1996
- [2] Dybowski P. Wpływ zasilania napięciem odkształconym na widmo prądów stojana cz.2. XIII Seminarium Techniczne: Problemy eksploatacji maszyn i napędów elektrycznych "Eksploatacja, diagnostyka i modernizacja silników elektrycznych" 19 – 21 maja 2004r, Ustroń Jaszowiec
- [3] Glinka T., Badania diagnostyczne maszyn elektrycznych w przemyśle, BOBRME Komel, Katowice 2002
- [4] Sołbut A., Sygnał diagnostyczny dla silnika asynchronicznego zasilanego z falownika napięcia, "Diagnostyka" nr 32/2004
- [5] Sołbut Adam, Ocena stanu klatki wirnika maszyny asynchronicznej zasilanej z falownika napięcia, VI Krajowa konferencja naukowa: Sterowanie w energoelektronice i napędzie elektrycznym SENE'2003, Łódź 19-21 listopada 2003 r. s.545-550
- [6] Swędrowski L., Nowa metoda diagnostyki łożysk silnika indukcyjnego oparta na pomiarze i analizie widmowej prądu zasilającego, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Monografie nr.54, Gdańsk 2005
- [7] Thomson W. T., Stewart I. D.: On-line current monitoring for fault diagnosis in inverter fed induction motors. IEEE Third International Con. on Power Elec. and Driv., London 1988



Dr inż. Adam SOŁBUT jest pracownikiem Wydziału Elektrycznego Politechniki Białostockiej od 1982 roku. Doktorat obroniony w 1994 roku na temat "Analiza i badania porównawcze silnika indukcyjnego 6-fazowego i 3-fazowego zasilanego z falownika napięcia".

W ramach pracy zawodowej zajmuje się zagadnieniami maszyn elektrycznych zasilanych napięciem odkształconym od sinusoidy. W badaniach wykorzystuje oryginalne autorskie oprogramowanie wspomagające analizę wyników pomiarów laboratoryjnych oraz własne opracowania programów symulacyjnych.

> Artykuł został opracowany w ramach pracy własnej W/WE/17/03

OCENA STANU PŁASZCZA WALCZAKA OBROTOWEGO POPRZEZ POMIAR DYNAMICZNYCH UGIĘĆ WAŁÓW ROLEK NOŚNYCH

Maciej ŚWITALSKI

Akademia Techniczno-Rolnicza im. Jana i Jędrzeja Śniadeckich w Bydgoszczy, Katedra Mechaniki Stosowanej 85-796 Bydgoszcz, ul. Kaliskiego 7, (52) 340 82 50, ms@zmp.com.pl

Streszczenie

Artykuł stanowi porównanie klasycznej metody oceny stanu powłoki walczaka obrotowego poprzez pomiar jej bicia z metodą wzbogaconą o analizę dynamicznych ugięć wałów. Wskazuje on tą drugą jako nieodzowną i jedynie poprawną, szczególnie w przypadku obiektów o trzech lub większej ilości podparć. Przykładową analizę dynamicznych ugięć wałów oraz obróbkę danych i interpretację uzyskanych wyników przeprowadzono na bazie obiektu rzeczywistego, ukazując przy tym ogólną metodykę postępowania.

Słowa kluczowe: ocena stanu, walczak obrotowy, powłoka, płaszcz, dynamiczne ugięcia wałów.

THE STATE ESTIMATION OF ROTARY DRUM'S COAT BY MEASUREMENT SHAFTS' DYNAMIC DEFLECTIONS OF SUPPORT ROLLERS

Summary

The article presents comparison of classical method of rotary drum shell's state evaluation by its run-out measurements with method enriched by dynamic shafts' deflection analysis. Contents show the second as indispensable and only proper, especially in the case of three or more numbers of supports. Example analysis of dynamic shafts' deflections, data handling and results' interpretation are made on the basis of real object, showing at the same time general methodology of proceedings.

Keywords: state estimation, rotary drum, coat, shell, dynamic deflections of shafts.

1. WSTĘP, KLASYCZNA METODA OCENY STANU GEOMETRII PŁASZCZA

Stan płaszcza pieca, czy też stan walczaka o zbliżonej do niego konstrukcji, oceniany jest rutynowo przy zastosowaniu tak zwanych pomiarów geometrii [1, 2, 4, 5]. Pomiary te polegają na ocenie bicia powłoki, realizowanej w poszczególnych prze-

a)

krojach obiektu, odpowiednio gęsto rozlokowanych na jego długości, przy zastosowaniu laserowych urządzeń do pomiaru dystansu (rys. 1a) lub też klasycznych narzędzi mechanicznych (czujnik zegarowy, głębokościomierz). W ramach pojedynczego pomiaru – pomiaru realizowanego w pojedynczym przekroju – uzyskać można takie parametry punktowe jak [2] /rys. 1b/:

Witching and	b) Main section /główne parame	n parameters try przekroju:
	Run-out range /całkowity zakres bicia:	87,70 mm
AST TAX	- Eccentricity / mimośrodowość:	31,58 mm
" Correla a	Number of angle / numer kąta podziału obwodu:	33,91 N°
Mont WH	Range ofmax. local deviations / zakres maks. odchyleń lokalnych:	55,60 mm
Part of the second seco	Temperature of section /temperatura przekroju:	160 °C

Rys. 1. a) Ocena stanu płaszcza przy zastosowaniu laserowego urządzenia do pomiaru dystansu;

b) Parametry punktowe określające stan pojedynczego przekroju.

DIAGNOSTYKA'35 ŚWITALSKI, Ocena stanu płaszcza walczaka obrotowego...

- całkowity zakres bicia,
- wartość wektora ekscentryczności,
- kąt podziału obwodu przypadający na wartość maksymalną ekscentryczności,
- zakres maksymalnych odchyleń lokalnych wynikających w głównej mierze z deformacji zarysu,
- oraz parametry złożone w postaci [2]:
- analizy amplitudowo-częstotliwościowej sygna-

łu obrysu w postaci składowych zniekształcenia (owalizacji, triangulacji oraz kolejnych harmonicznych) (rys. 2a),

 diagramu wektora mimośrodowości (rys. 2b) i diagramu lokalnej pozycji powłoki zwanego też diagramem deformacji (sygnał obrysu po odseparowaniu sinusoidy mimośrodowości) (rys. 2c).



- Rys. 2. a) Składowe harmoniczne zniekształcenia obrysu pojedynczego przekroju;
 - b) Diagram wektora mimośrodowości;
 - c) Diagram deformacji.

DIAGNOSTYKA'35 ŚWITALSKI, Ocena stanu płaszcza walczaka obrotowego...



Rys. 3. a) Mapa rozkładu wektora mimośrodowości;b) Mapa rozkładu deformacji lokalnych.

Zestawiając dane z poszczególnych przekrojów, uzyskać można mapy rozkładu wektora mimośrodowości (rys. 3a) i deformacji lokalnych (rys. 3b), stanowiące podstawę do podejmowania czynności zaradczych [2].

Powyżej zaprezentowane wyniki (mapy) uzyskano dla obiektu rzeczywistego. Jest nim piec obrotowy nr 1 zlokalizowany w Cementowni Małogoszcz, należącej obecnie do francuskiego koncernu Lafarge. Badania przeprowadzono w październiku 2002 roku. Miały one na celu wychwycenie miejsc przegięć płaszcza, czemu służy analiza mapy rozkładu wektora mimośrodowości oraz określenie obszarów silnych zniekształceń lokalnych powłoki, na podstawie mapy rozkładu deformacji.

Określenie lokalizacji przegięć stanowi podstawę do określenia miejsc cięcia płaszcza dla celów jego prostowania – dla celów eliminacji jego wykorbienia [3]. Identyfikacja zniekształceń lokalnych stanowi z kolei podstawę do podjęcia decyzji o wymianie zdeformowanych odcinków rury. Deformacje lokalne mogą być bowiem wyeliminowane jedynie na drodze wymiany zniekształconych segmentów płaszcza walczaka.

2. ANALIZA SZTYWNOŚCI POWŁOKI

Przedstawione powyżej wyniki badań geometrii powłoki obarczone są niestety bardzo istotnym błędem. Dokonując chociażby wizualnej oceny uzyskanych map, widać wyraźnie, że w miejscach podparć – w miejscach osadzeń pierścieni (P1, P2 i P3) – wartości wektora mimośrodowości są bliskie zeru, a deformacje lokalne istotnie obniżone.

Nasuwa się więc pytanie: czy wygięcia osi geometrycznej powłoki mają swoje źródła jedynie między podporami? Odpowiedź wydaje się być oczywista: z pewnością nie.

Okazuje się, że przy stosunkowo elastycznej powłoce, masa pierścienia biegowego, jak i masa własna płaszcza i substancji go wypełniających (wymurówka, materiał wsadowy, narosty), jest na tyle istotna, a sztywność rolek nośnych na tyle znaczna, że płaszcz nie jest w stanie uwolnić się z nałożonych na niego w ten sposób więzów.

Jedynie w ekstremalnych przypadkach wygięcie powłoki doprowadza do "podrywania" pierścienia, co objawia się utratą jego kontaktu z rolkami nośnymi (rys. 4).



Rys. 4. Efekt "podrywania" pierścienia

Zjawisko "podrywania" pierścienia występuje jednak niezwykle rzadko. Warunkiem jego pojawienia się, a więc i warunkiem możliwości detekcji mimośrodowości w obszarze sekcji pierścieniowej, na drodze pomiarów bicia powłoki, jest istnienie wektora ekscentryczności większego od statycznego ugięcia powłoki w miejscu podparcia dla przypadku umownego usunięcia tego podparcia.

Na rysunku 5 zaprezentowano wyniki obliczeń strzałek ugięcia powłoki pieca wynikających z rzeczywistych obciążeń obiektu tj.:

- masy własnej stalowej powłoki płaszcza,
- pierścieni biegowych i wieńca zębatego napędu,
- wyłożenia pieca (wymurówki i wylewki),
- masy wsadu,
- narostów.

W kolejnym kroku, dokonując uwolnienia z więzów na poszczególnych podporach (P1, P2 i P3

 - indywidualnie), oszacowano elastyczność obiektu, warunkującą możliwość detekcji wektora mimośrodowości poprzez pomiar bicia płaszcza. Na rysunku
 6 oraz w tabeli 1 zaprezentowano wyniki stosownych obliczeń, dla przyjętego modelu belkowego.

Jak widać z powyższej analizy, w zakresie do około 30, a nawet 80 milimetrów (w zależności od umiejscowienia analizowanej podpory) detekcja wektora mimośrodowości w obrębie sekcji podpierścieniowych poprzez pomiar bicia powłoki jest niemożliwa. W takim przypadku zjawisko "podrywania" pierścienia jest zjawiskiem okazjonalnym towarzyszącym jedynie ekstremalnym przypadkom.

3. ANALIZA UGIĘĆ WAŁÓW ROLEK NOŚNYCH

Nie oznacza to jednak, że wraz z brakiem bicia powłoki w obrębie sekcji podpierścieniowej problem wygięcia płaszcza walczaka nie występuje. Wygięcie powłoki powoduje cyklicznie zmienne obciążenia rolek nośnych, a więc i cykliczne zmienne ugięcia ich wałów. Ugięcia te w odróżnieniu od ugięć statycznych, wynikających z masy własnej rolki i masy pieca ją obciążającej, nazywamy ugięciami dynamicznymi.

Ugięcia te są podstawową przyczyną zmęczeniowego pękania wałów rolek, które to uszkodzenie jest jedną z najmniej pożądanych awarii walczaka (rys. 7).

Ponadto, niewidoczna w ujęciu pomiarów geometrii, tak zwana mimośrodowość ukryta powoduje:

- zwiększone naprężenia i odkształcenia płaszcza (owalizacja), co niekorzystnie wpływa na jego stan wytrzymałościowy i zmęczeniowy (możliwość pękania powłoki i spoin łączących poszczególne segmenty) oraz radykalnie obniża trwałość wymurówki;
- zwiększone naciski pomiędzy bieżniami rolek i pierścieni biegowych, doprowadzające do ich przyspieszonego zużywania się;



Rys. 5. Wyniki obliczeń ugięć płaszcza pieca - Cementownia Małogoszcz - 2002'

DIAGNOSTYKA'35 ŚWITALSKI, Ocena stanu płaszcza walczaka obrotowego...



Rys. 6. Analiza ugięć płaszcza pieca, dla przypadków uwolnienia z więzów:

- a) na podporze P1,
- b) na podporze P2,
- c) na podporze P3.

		Tabela 1. Wyniki liczbowe analizy ugięć płaszcza pi		
podpora:	P3	P2	P1	
strzałka ugiecia:	48.4mm	30 9mm	81 9mm	



Rys. 7. Zmęczeniowy przełom wału rolki nośnej

- zwiększone obciążenia węzłów łożyskowych rolek, mogące być przyczyną podwyższonych temperatur pracy oraz ich zatarcia;
- wychylenia fundamentów podpór, doprowadzające do zarysowań, pęknięć na wskroś i uszkodzeń ławy fundamentowej;
- inne nieprzewidziane w skutkach awarie, wynikające z nagłego zatrzymania obiektu na skutek pęknięcia wału rolki (dalsze wygięcie pieca, zniszczenie elementów sekcji napędowej, zniszczenie elementów uszczelnień itd.).

Aby udowodnić występowanie "korby" badanego pieca w obrębie sekcji podporowej oraz aby oszacować jej wartość, zastosowano, specjalnie opracowane przez autora, przenośne urządzenie, służące do pomiaru bicia bieżni rolek nośnych na ich ruchu eksploatacyjnym. W skład urządzenia wchodzi elektroniczny czujnik zegarowy o rozdzielczości pomiaru 0,001mm oraz przenośny analizator danych klasy PC, połączone ze sobą za pomocą złącza transmisyjnego OptoRS.





Rys. 8. Widok przyrządu i schemat pomiaru dynamicznych ugięć wałów rolek nośnych

Przy pomocy powyżej opisanego zestawu oraz zgodnie ze schematem, jak na rysunku 8, dokonano pomiarów dynamicznych ugięć wałów, uzyskując po obróbce matematycznej dane w postaci amplitudy ugięcia i kąta podziału obwodu pieca na styku z badaną rolką, na który przypada maksymalna wartość poszukiwanego ugięcia. Od strony matematycznej znaleziono po prostu sinusoidę najlepszego dopasowania w stosunku do zbieranego sygnału przemieszczeń o okresie równym okresowi jednego pełnego obrotu pieca oraz jej kąt przesunięcia fazowego. Przy obliczeniach wykorzystano algorytm szybkiej transformacji Fouriera przełożony przez autora na postać numeryczną, umożliwiający szybkie i łatwe odseparowanie pierwszej składowej harmonicznej, odpowiadającej ugięciom wału w częstotliwości obrotowej pieca.

Przykładowe wyniki (dla rolki lewej na podporze P1) zaprezentowano na rysunku 9.

Zestawiając dane dla poszczególnych rolek uzyskać można wykresy zaprezentowane na rysunku 10.









Rys. 10. Wartości i kąty podziału obwodu, przypadające na maksymalnych ugięcia wałów rolek nośnych

Pierwszy z nich obrazuje wartości maksymalnych ugięć wałów, drugi kąty podziału obwodu walczaka (przy podziale obwodu na 36 części – co 10°), na które przypadają owe maksymalne ugięcia.

Z wykresów widać wyraźnie, że w momencie gdy rolki podpór skrajnych są maksymalnie obciążone, czyli gdy występują na nich maksymalne ugięcia wałów (średni kąt podziału obwodu 30,1), rolki podpory środkowej są odciążone. Maksymalne obciążenie rolek podpory P2 występuje na kącie prawie przeciwnym, czyli 12,3. Wówczas to rolki podpór skrajnych posiadają najmniejsze ugięcia wałów.

Taki stan, przy istotnie większych wartościach ugięć wałów podpory środkowej, w stosunku do wałów rolek podpór P1 i P3, sugeruje istnienie jednopłaszczyznowego wykorbienia osi geometrycznej płaszcza z ekstremum wygięcia zlokalizowanym w okolicach podpory P2.

W tym momencie należy zadać sobie pytanie: jakie wykrzywienie powłoki powoduje takie wartości ugięć wałów. Odpowiedź tkwi w analizie wytrzymałościowej wałów. Jeżeli, przykładowo, wały rolek podpory środkowej pod wpływem ciężaru pieca (reakcja na podporze P2 z obliczeń walczaka jako belki wyniosła 4,28*10⁶N, co dla kąta rozstawu rolek równego 60°, daje obciążenie pojedynczej rolki na poziomie 2,53*10⁶N) uginają się o wartość 0,423mm (rys. 11), to przy przyjęciu liniowej proporcjonalności odkształceń do sił je wywołujących można założyć, że odkształcenie dynamiczne o amplitudzie 0,273mm (średnia z pary rolek) jest spowodowane siłą cyklicznie zmienną o wartości maksymalnej $1,63*10^6$ N (około 166,5t).

Zestawienie obliczonych obciążeń rolek, dla zmierzonych ugięć wałów, przy przyjęciu modelu zakładającego brak usztywnienia wału przez osadzoną na nim bieżnię (piastę) przedstawiono w postaci tabeli 2.

Miarą jakości przeprowadzonych badań jest różnica pomiędzy sumą sił z podpór skrajnych (P1 i P3) a wartością siły obliczonej dla podpory środkowej (P2). Jest bowiem zasada, że suma sił odciążajacych musi się równać sumie sił dociażajacych. W analizowanym przypadku średnia dla podpór skrajnych wynosi 2,06*106N, co przy sile uzyskanej dla podpory P2 równej 1,63*106N, daje błąd na poziomie 20,9% (liczony od wartości większej). Błąd ten może być spowodowany brakiem idealnej jednopłaszczyznowości przegięcia płaszcza. Nie bez znaczenia dla jakości pomiarów i precyzji analizy pozostaje również fakt ewentualnego osłabienia przekroju wałów rolek np. na skutek zaczątków mikropęknięć. Doświadczenie autora, nabyte w trakcie wieloletniej obsługi prac związanych z prostowaniem tego typu obiektów, sugeruje, że do dalszej analizy należy przyjąć wartość mniejszą czyli 1,63*106N. Niemożliwe jest bowiem samowzmocnienie przekroju wału, a jego osłabienie jest zaś wysoce prawdopodobne.



Rys. 11. Symulowane ugięcie wału rolki nośnej

podpora:	P3	P2	P1
amplituda ugięcia dynamicznego wału rolki lewej:	0,222mm	0,256mm	0,172mm
amplituda ugięcia dynamicznego wału rolki prawej:	0,152mm	0,289mm	0,131mm
obliczona siła powodująca zmierzone ugięcie rolki lewej:	1,31*10 ⁶ N	1,53*10 ⁶ N	1,09*10 ⁶ N
obliczona siła powodująca zmierzone ugięcie rolki prawej:	0,89*10 ⁶ N	1,73*10 ⁶ N	0,83*10 ⁶ N
obliczona siła średnia z pary rolek:	1,10*10 ⁶ N	1,63*10 ⁶ N	0,96*10 ⁶ N

Tabela 2. Zestawienie obliczonych obciążeń rolek, dla zmierzonych ugięć wałów

4. OKREŚLENIE WARTOŚCI TZW. MIMO-ŚRODOWOŚCI UKRYTEJ NA PODPO-RZE P2

Celem określenia wartości tzw. mimośrodowości ukrytej w obszarze podpory P2, należy dokonać ponownych obliczeń ugięć płaszcza pieca przy uwolnieniu go z więzów na tej podporze, ale z uwzględnieniem jedynie dodatkowego obciążenia w dotychczasowym miejscu podparcia o wartości wcześniej określonej siły.

Wyniki obliczeń w postaci wykresu odkształceń zaprezentowano na rysunku 12.

Uzyskane ugięcie płaszcza w punkcie P2 osiągnęło wartość 11,5mm. Jest to wartość, która nie przekracza wcześniej wyznaczonej wartości naturalnego ugięcia, wynikającego z elastyczności płaszcza pieca, a określonej jako 30,9mm. O zjawisku "podrywania" pierścienia nie może być więc mowy, czego zresztą w trakcie badań nie stwierdzono. Znając rozkład ugięcia oraz lokalizację obwodową płaszczyzny jego występowania można dokonać rozwinięcia do postaci mapy, jak to zaprezentowano na rysunku 13, a następnie dokonać sumowania wyników uzyskanych na bazie pomiarów ugięć wałów i obliczeń wytrzymałościowych z wcześniej pozyskanymi danymi z pomiarów geometrii powłoki, co w ramach badań przedmiotowego pieca poczyniono. W rezultacie uzyskano mapę rozkładu wektora mimośrodowości, jak na rysunku 14.

Przedstawiona mapa stanowi rzeczywisty obraz bicia powłoki, dla przypadku hipotetycznego uwolnienia jej z więzów podpory środkowej (P2), ale z odseparowaniem deformacji lokalnych, jako czynnika nieistotnego z punktu widzenia eliminacji wygięcia płaszcza.

Stanowi ona podstawę do podejmowania decyzji o zakresie i sposobie prostowania płaszcza, ujmując w sobie zarówno zależności geometryczne, jak i zjawiska naprężeniowe, niemożliwe do określenia na drodze pomiarów klasycznych.



Rys. 12. Wykres odkształceń osi płaszcza pieca



Rys. 13. Rozkład wektora mimośrodowości ukrytej



Rys. 14. Wynikowy rozkład wektora mimośrodowości całkowitej, ujmujący fakt występowania mimośrodowości ukrytej

5. PODSUMOWANIE

Dokonując porównania rezultatów uzyskanych na drodze metody klasycznej – z wykorzystaniem tylko pomiarów geometrii powłoki – z rezultatami uzyskanymi na bazie metody wzbogaconej o pomiar dynamicznych ugięć wałów oraz dokonując analizy zalet i wad opisanych rozwiązań, stwierdzić można, co następuje:

- metoda oceny stanu powłoki poprzez pomiar bicia jej obrysu umożliwia detekcję wykrzywienia osi geometrycznej powłoki jedynie w sekcjach między-podporowych. Detekcja wykorbienia płaszcza w obrębie sekcji podporowej jest możliwa jedynie w przypadku występowania wygięcia o wartości istotnie większej niż wartość naturalnego ugięcia płaszcza po umownym uwolnieniu go z więzów w punkcie podparcia, ale i wówczas uzyskane wartości są dalekie od rzeczywistości;
- wartości naturalnych ugięć powłoki ugięć w węzłach podporowych po umownym uwolnieniu – są znaczne i w większości przypadków istotnie większe od wartości wygięć mechanicznych lub termicznych osi geometrycznej badanego płaszcza. Fakt ten dowodzi, że wykorbienie płaszcza w obrębie sekcji podporowej może doprowadzać do zjawiska "podrywania" pierścienia z rolek jedynie w ekstremalnych przypadkach;
- brak bicia obrysu powłoki w sekcji podporowej płaszcza nie oznacza braku negatywnych konsekwencji. Mimośrodowość ukryta implikuje bowiem cyklicznie zmienne obciążenia podpory, wpływające destrukcyjnie na wszystkie jej elementy (wały rolek, łożyska, płaszcz, bieżnie rolek i pierścieni);

- konieczne jest więc wzbogacanie pomiarów klasycznych o pomiar dynamicznych ugięć wałów. Dzięki nim oszacować można amplitudę cyklicznie zmiennej siły oddziaływującej na podporę. Znając siłę, określić można wartość ugięcia płaszcza z niej wynikającą;
- dopiero suma wyników pozyskanych z analizy czysto geometrycznej oraz z analizy dynamicznych ugięć wałów daje pełen obraz charakteru i zakresu wygięcia płaszcza walczaka;
- wzbogacanie metody klasycznej o pomiar dynamicznych ugięć wałów jest nieodzowne dla obiektów ilości podpór powyżej dwóch. W przypadku obiektów dwu-podporowych metoda klasyczna jest wystarczająca. Występowanie wykorbienia na podporze jest przy takiej konstrukcji obiektu niemożliwe;
- 7) zastosowanie pomiaru dynamicznych ugięć wałów dla obiektów dwu-podporowych może mieć jednak inną zaletę. Dzięki uzyskanym wartościom można dokonać porównania sztywności wałów rolek w obrębie pojedynczej podpory i określać tym samym możliwość wystąpienia osłabienia jednego z nich.

Konieczność określenia cyklicznie zmiennych obciążeń poszczególnych podparć walczaka, celem pośredniego wyznaczenia ukrytej mimośrodowości płaszcza dostrzegano już stosując metodę ważenia pieców. Metoda ta daje możliwość bezpośredniego pomiaru oczekiwanej wartości reakcji z ujęciem lokalizacji obwodowej jej wartości maksymalnej, wymaga jednakże zatrzymania obiektu, co plasuje ją w obszarze tzw. "metod zimnych" - nie uwzględniających warunków eksploatacyjnych. Jest to ponadto metoda pracochłonna i droga we wdrożeniu. Wymaga ona zastosowania potężnych siłowników wyposażonych w niezwykle precyzyjne manometry. Metoda opisana w ramach niniejszej publikacji jest wolna od powyższych mankamentów, co dodatkowo podkreśla jej użyteczność.

LITERATURA

- [1] Chapman R.O.: Recommended procedures for mechanical analysis of rotary kilns. Bethlehem, Pa USA, 1981.
- [2] M.Świtalski: Complex rotary kiln alignment and evaluation technology. Authorized presentation. Lafarge Centre Technique Europe Centrale Gmbh, Wien 2001.
- [3] Świtalski M., Zachwieja J.: Metoda termiczna prostowania płaszczy walczaków obrotowych, Zeszyty Naukowe ATR nr 212, Bydgoszcz 1998.
- [4] Walter M. Gebhard.: Hot kiln alignment system. European Patent Application. Publicartion number: EP 0 420 663 A2, date of filing: 28.09.1990.
- [5] Walter M. Gebhard.: Triple laser rotary kiln alignment system. United States Patent. Patent number: US 5 491 553, filed: Jun. 1,1990.



Dr inż. Maciej ŚWITALSKI – ściśle związany z Akademią Techniczno-Rolniczej im. Jana i Jędrzeja Śniadeckich w Bydgoszczy, której jest absolwentem, na której w 2004 roku uzyskał tytuł doktora nauk technicznych, i której jest obecnie pracownikiem - w Zakładzie Wytrzymałości Materiałów - w Katedrze Mechaniki Stosowanej. Zajmuje się problematyką diagnostyki i eksploatacji maszyn obrotowych, a w szczególności wielkogabarytowych walczaków obrotowych.

NEURONOWE KLASYFIKATORY CECH SYGNAŁÓW W DIAGNOSTYCE USZKODZEŃ WIRNIKA SILNIKA INDUKCYJNEGO

Andrzej SOBOLEWSKI

Wydział Elektryczny Politechniki Białostockiej

ul. Wiejska 45D, 15-351 Białystok, tel. (085) 746 94 10, fax (085) 746 94 00, soboland@pb.bialystok.pl

Streszczenie

W artykule zostaną poruszone zagadnienia związane z diagnostyką uszkodzeń silnika indukcyjnego dokonywanej za pomocą metody MCSA (Motor Current Signature Analysis. Wiele publikacji na ten temat wskazuje na pojawianie się tzw. częstotliwości poślizgowych wokół pierwszej, piątej i siódmej harmonicznej prądu stojana dla obciążeń powyżej połowy znamionowego [1]. W niniejszym artykule zostanie przedstawiona sieć neuronowa LVQ wykorzystywana do rozwiązania problemu klasyfikacyjnego, przetwarzająca zbiór danych otrzymanych na drodze analizy statystycznej wybranych fragmentów spektrum prądu fazowego stojana. Rozwiązanie takie pozwala zautomatyzować proces klasyfikacyjny i uniknąć konieczności wyznaczania prędkości obrotowej.

Słowa kluczowe: MCSA, klasyfikator neuronowy, diagnostyka, detekcja uszkodzeń.

NEURAL CLASSIFIERS OF FAULT SYMPTOMS IN INDUCTION MACHINERY ROTOR FAULT DIAGNOSIS

Summary

In this paper problems of fault detection of induction motor by the MCSA (Motor Current Signature Analysis) method are considered. Many of published papers point to lip frequencies that appear around the fist, fifth and seventh harmonic in stator current spectrum for more then half of nominal load. This paper presents the application of the LVQ neural network, employed to solve the classification problem based on a set of input data collected as chosen parts of current spectrum being statistically analyzed. The application helps to make the classification procedure automated and avoids necessity of rotor speed measurement.

Keywords: MCSA, neural classifier, diagnostic, fault detection.

1. USZKODZENIA KLATEK WIRNIKÓW W SILNIKACH INDUKCYJNYCH

Powstanie uszkodzenia klatki wirnika jest często następstwem dużych naprężeń wywołanych zjawiskami elektromagnetycznymi podczas rozruchu maszyny. Płyną wtedy duże prądy rozruchowe powodujące odkształcenia termiczne prętów. Zjawiska takie można zaobserwować zwłaszcza w silnikach dużej mocy z trudnym rozruchem wyposażonych w klatki głębokożłobkowe, bądź w silnikach z wirnikami wieloklatkowymi. Naprężenia prętów powodują zmęczeniowe mechaniczne naderwanie, pęknięcia prętów bądź nawet zerwanie spawu łączącego pierścień i pręty, co jest powodem wprowadzenia asymetrii w rozkładzie prądów płynących przez klatkę wirnika a w konsekwencji przez uzwojenia stojana.

Asymetria rozpływu prądów w uzwojeniach stojana silnika indukcyjnego powoduje pojawienie się cech charakterystycznych w widmach prądu fazowego stojana. Cechy te traktowane jako nośniki informacji diagnostycznej są wykorzystywane do opracowywania metod wykrywających uszkodzenie i klasyfikujących ich rodzaj, co umożliwia podjęcie decyzji diagnostycznych.

2. MCSA (Motor Current Signature Analysis) ANALIZA HARMONICZNYCH PRĄDU SILNIKA

Najczęściej spotykaną metodą badania stanu technicznego silników indukcyjnych jest metoda analizy spektralnej prądu silnika (MCSA) [3]. Spektrum prądu stojana silnika z uszkodzoną klatką charakteryzuje się częstotliwościami poślizgowymi o wartościach wyznaczanych z zależności:

$$f_{sk} = f_o(1 \pm 2^* k^* s) \tag{1}$$

 f_o - częstotliwość fundamentalna = 50Hz k = 1,2,3s - poślizg (0..1)

Dopuszcza się do pracy silniki, w których podczas obciążenia większego od połowy momentu znamionowego $M > 0.5s_n$ stosunek amplitudy

widma dla częstotliwości fundamentalnej f_o do amplitudy widma dla częstotliwości poślizgowej gdy stosunek ten spadnie poniżej 35dB. Są to jednak jedynie zalecenia, które opracowano na podstawie statystyki stopnia uszkodzeń silników różnej mocy [1].

Pomimo uszkodzeń klatek wirnika, niewielkim zwłaszcza ich stopniu, przy częstotliwości poślizgowe mogą jednak nie być widoczne gdy moment obciążenia silnika nie wartości przekroczy połowy znamionowej $M < 0.5*M_n$. Jest wiec to istotne ograniczenie tej metody. Częstotliwości poślizgowe mogą ulegać rozdwojeniu, a nawet roztrojeniu w kierunku mniejszych czestotliwości. To zjawisko może być również widoczne wokół piątej i siódmej harmonicznej już dla s > 0.1*s_n.

Tabela 1 i Tabela 2 zawierają zestawienia porównawcze wartości amplitud prądów prążków widma dla częstotliwości poślizgowych *fs 1, fs 2 i fs 3* oraz stosunków tych amplitud względem siebie, w zależności od obciążenia odniesionego do momentu znamionowego Mn dwóch silników firmy TAMEL 2,2kW; silnika sprawnego (Z) i silnika z uszkodzonym pierścieniem klatki (P), pracujących w różnych warunkach obciążenia.

Tabela 1.

Zestawienie porównawcze wartości amplitud prądów - Silnik uszkodzony (P)

	0%Mn	30%Mn	60%Mn	110%Mn	125%Mn
fs1	86.54	109.40	298.80	555.26	633.35
fs2	56.81	45.56	65.53	41.60	75.27
fs3	42.16	42.50	19.39	17.47	23.25
p:fs1/fs2	1.52	2.40	4.56	13.35	8.41
<i>p:f</i> s1/fs3	2.05	2.57	15.41	31.78	27.24

Tabela 2.

Zestawienie porównawcze wartości amplitud prądów - Silnik sprawny (Z)

		1	<u> </u>	1	/
	0%Mn	30%Mn	60%Mn	110%Mn	125%Mn
<i>f</i> s1	604.76	716.97	415.88	325.71	299.58
fs2	396.76	451.20	164.57	177.12	127.26
fs3	283.14	267.22	104.80	117.27	96.79
z:fs1/fs2	1.52	1.59	2.53	1.84	2.35
z:fs1/fs3	2.14	2.68	3.97	2.78	3.10

Próby wykorzystania zjawisk związanych z pojawieniem się częstotliwości poślizgowych znaleźć można m.in. w [4]. Wykazano tam, że dzięki tej metodzie wnioskowanie o uszkodzeniu silnika obciażonego momentem ponad połowę znamionowego jest możliwe. Rys. 1 przedstawiający zbiorczą formę graficzną zależności zamieszczonych w tabelach 2 i 3 wskazuje, że dla badanych silników małej mocy symptomy uszkodzeń również się uwidaczniają ale jedynie dla poślizgów, większych od 0.04 tzn. w okolicach poślizgu znamionowego występującego przy znamionowym momencie obciążenia. Wartości stosunków amplitud widma dla częstotliwości poślizgowych silnika uszkodzonego (P) i sprawnego (Z) sa ponad trzykrotnie większe. Wykorzystanie tej informacji może prowadzić do opracowania metody pozwalającej na jednoznaczne wnioskowanie o stanie technicznym maszyny. Dla

 $f_{sl} = f_o (1\pm 2*s)$ nie jest mniejszy niż 50dB. Zaleca się odłączenie silnika

mniejszych poślizgów tzn. małych obciążeń jednoznaczne wnioskowanie o stanie technicznym tych maszyn, może być bardzo utrudnione, gdyż badane stosunki amplitud kształtują się na podobnym poziomie zarówno dla silnika sprawnego jak i uszkodzonego.





MCSA jest wygodną i szeroko stosowaną metodą w diagnostyce silników indukcyjnych. Wyodrębnienie częstotliwości poślizgowych pozwala na miarodajne wnioski o stanie maszyny. Jednak, skuteczność metody zależna jest od obciążenia, wynikają więc z tego ograniczenia jej stosowania.

Ograniczenia stosowania MCSA

- Automatyzacja procesu diagnostyki wiąże się z analizą FFT o wysokiej rozdzielczości, umożliwiającej analizę widma prądu w dziesiątych częściach Hertza. Pojawią się więc problem natury numerycznej.
- Wymagana jest wysoka dokładność wyznaczenia prędkości obrotowej silnika, w przeciwnym wypadku istnieje zagrożenie błędnej interpretacji obrazu FFT
- MCSA wykazuje małą skuteczność przy obciążeniach maszyn mniejszych od połowy znamionowego.

Poszukiwane są więc alternatywne rozwiązania pozwalające na pokonanie ograniczeń MCSA. Próbę znalezienia takiej alternatywy przedstawiono poniżej.

3. ALTERNATYWNA METODA WYKORZYSTYWANIA WIDMA PRĄDU

Jednym z podstawowych źródeł informacji, obok spektrum prądu fazowego, jest prędkość obrotowa. Konieczna jest wysoka dokładność jej wyznaczenia gdyż za jej pomocą wyznacza się częstotliwości poślizgowe a tym samym wskazuje

fragmenty analizowanego spektrum pradu niosące informacje diagnostyczne. Niniejszy artykuł przedstawia wyniki próby opracowania procedur analizy spektrum prądu bez konieczności pomiaru prędkości obrotowej. W tym celu wykorzystano statystyczną wybranych analize fragmentów spektrum prądu fazowego silnika. Fragmenty te powstały przez podział pełnego spektrum w zakresie od 0 do 1kHz na dziewięć części. Każda z części zawierać będzie w sobie fragment widma, zaczynając się od parzystych a na sąsiednich wielokrotności harmonicznych nieparzystych kończąc. Z każdego fragmentu wyznaczono średnia wielkość amplitud prażków pradów i do niej odniesiono sume wszystkich amplitud wykraczających poza średnią w danym fragmencie. Powstaje w ten sposób wartość charakteryzująca wybrany fragment widma. Podejście takie zastosowano w celu uniknięcia konieczności pomiaru prędkości obrotowej wirnika, koniecznej do częstotliwości poślizgowych. wyznaczenia Zastosowane podejście pozwala zbudować zestaw danych wejściowych klasyfikatora składający się z charakteryzujących każdy wyodrębniony fragment widma pradu wielkości wyznaczonych dla każdego badanego silnika i dla każdego badanego punktu pracy.

Rejestracja prądów stojana silników pracujących w różnych warunkach obciążenia i temperatury przeprowadzona ustalonym została w stanie z częstotliwością próbkowania 10 kHz. Obciążenie było stopniowane pięcioma poziomami od połowy momentu znamionowego obciażenia do jego pełnej wartości. Wyboru cech dokonano spośród fragmentów widma pomiędzy parzystymi i nieparzystymi harmonicznymi FFT pradu fazowego stojana.

Rys. 2 i Rys. 3. przedstawiają rozkłady wybranych trzech elementów wektora wejściowego zbudowanego w oparciu o prezentowaną metodę. Na osiach tych rysunków oznaczono wartości wyznaczone w sposób przedstawiony powyżej, dla trzech wycinków widma prądu:

2..3*50Hz(100 do 150 Hz), 10..11*50Hz(500 do 550 Hz), 14..15*50Hz(700 do 750 Hz).

Rysunek 2 pokazuje zależności pomiędzy silników obciążonych pracujących cechami w pełnym zakresie - już od biegu jałowego do obciążenia znamionowego przekroczonego o 10%. Rysunek 3 przedstawia te same zależności jednak moment obciążenia był większy od połowy momentu znamionowego. Widać na tym rysunku wyraźnie wyodrębnione obszary, w jakich lokują się cechy silników z poszczególnych grup. Na problemy dostrzegalne rysunku 2 stają sie separowalności tych obszarów, gdyż dla silników obciążonych poniżej połowy wartości znamionowej momentu obciażenia zaobserwować można ich wzajemne przenikanie się. Cechy widmowe prądów silników uszkodzonych dla tak małych obciążeń często pokrywają się z cechami widma silników sprawnych.



Rys. 2. Rozkład elementów zestawu danych wejściowych dla obciążeń w zakresie 0 < M < 1.1*Mn

- ◊ silniki sprawne;
- + uszkodzony1 pręt
- * uszkodzone 2 sąsiednie pręty
- uszkodzony pierścień klatki
- o 3 naderwane sąsiednie pręty



Rys. 3. Rozkład elementów zestawu danych wejściowych dla obciążeń w zakresie 0.5*Mn < M

4. TESTY BADAWCZE

Doświadczenia i test skuteczności proponowanej metody zostały przeprowadzane na silnikach indukcyjnych małej mocy, które zostały uszkodzone i pogrupowane w pięć klas, zgodnie z typem uszkodzenia. Są to:

- 4 silniki sprawne,
- 1 silnik z uszkodzonym prętem
- 1 z uszkodzonymi dwoma sąsiednimi prętami
- 1 z naderwanymi trzema sąsiednimi prętami
- 1 z uszkodzonym pierścieniem.

Przeprowadzano je na stanowisku badawczym, którego zdjęcie zamieszczono na rysunku 4. Elementy stanowiska badawczego:

- Silniki firmy Tamel 2,2kW 1497obr/min,
- Hamownica magnetyczno-cierna,
- Rejestrator Hioki 8855 z osprzętem,
- Komputer PC.

Zasilając silnik indukcyjny z sieci energetycznej 50Hz można dokonać pomiarów prądu fazowego silnika za pomocą prądowych cęgów pomiarowych. Zarejestrowane prądy w przeciągu 22s z okresem próbkowania 10⁻⁴s pozwalają na wyodrębnienie cech sygnałów o wartości diagnostycznej.



Rys. 4. Zdjęcie stanowiska badawczego

4. KLASYFIKATOR NEURONOWY

Zaprojektowany również został klasyfikator stanu wirnika silnika indukcyjnego wykorzystującego sieć neuronową współzawodniczą typu LVQ [5].

Sieć neuronowa typu LVQ (ang. Learning Vector Quantization) stanowi wariant sieci klasyfikującej, opartej na zasadzie współzawodnictwa między neuronami. Warstwa ukryta (tzw. warstwa Kohonena) dokonuje klasyfikacji prezentowanych sieci wektorów wejściowych, zaś warstwa wyjściowa składa się z tylu neuronów, ile klas podlega klasyfikacji. Warstwa Kohonena jest podzielona na grupy neuronów; każdej z grup przypisuje się jedną klasę wektorów wejściowych.

Tabela 3.

Poziom dokładności klasyfikatora neuronowego dla trzech wariantów danych testowych

	ula tiz		anamo	w uan	yen iesi	Owyci
Warianty zestawów danych	Dane	Dane_0 Dane_1 Dane_2		Dane_1		_2
Liczba elementów wektora	Liczba neuronó w Kohonnen	Dopaso wanie	Liczba neuronów Kohonnen	Dopaso wanie	Liczba neuronów Kohonnen	Dopaso wanie
3	10	89%	10	88%	4	89%
4	10	93%	10	92%	4	93%
5	12	97%	10	92%	10	98%
6	6	98%	6	96%	12	98%
7	6	98%	8	97%	6	97%
8	6	99%	4	100%	12	100%

Wejściem klasyfikatora są zestawy danych wejściowych zawierające cechy od trzech do dziewięciu fragmentów widma. Fragmenty zostały wybrane z widma prądu z zakresu od 50Hz do 1kHz. Sieć uczona była w trybie nadzorowanym, każdemu więc elementowi wektora cech przypisano liczbę 1,2...5 odpowiadającą przynależności do jednej z pięciu grup. Do treningu użyto trzy losowo wyodrębnione zestawy treningowe jakie powstały poprzez również losowy wybór 75% spośród wszystkich danych. Poprawność klasyfikacji została zweryfikowana dla danych testowych będących pozostałymi elementami bazy danych. Wyniki zawiera Tabela 3. Dla trójelementowego wektora cech uzyskano poziom dopasowania nie mniejszy niż 88%. Zwiększenie liczebność elementów wektora wejściowego do 8 klasyfikatora poprawia jakość klasyfikacji dając w dwóch wariantach 100% dopasowanie.

5. PODSUMOWANIE

Wyniki badań dotyczą eksperymentów przeprowadzonych na pięciu rodzajach uszkodzeń silników.

Jednak pozostałe typy uszkodzeń można z zadowalającym poziomem wiarygodności wskazać za pomocą opisywanego algorytmu. Przedstawiony klasyfikator stanowi alternatywę dla istniejących metod diagnostyki bazującej na MCSA, gdyż pozwala badać maszyny bez konieczności pomiaru prędkości obrotowej.

LITERATURA

- Gąsiorowski T., Glinka T.: Przegląd metod badań diagnostycznych klatki wirnika silnika indukcyjnego. Przegląd Elektrotechniczny. Maj 1999. s.10
- [2] T.Glinka: Badania diagnostyczne maszyn elektrycznych w przemyśle. Komel, Katowice 2002
- [3] S.Nandi, H. Toliyat: Condition monitoring and fault diagnosis of electrical machines a review. IEEE trans.
- [4] C. Kowalski, T. Kowalska: Neural networks application for induction motor faults diagnosis. Mathematics and Computer in Simulation 63 (2003) 435-448
- [5] Kohonen, T. The self-organizing map. Proceedings of IEEE 78, 1464-1480, 1990



Andrzej SOBOLEWSKI od 1998 r. jest asystentem w Katedrze Automatyki i Elektroniki Wydziału Politechniki Elektrycznego Białostockiej. W obrębie jego zainteresowań znajduja sie zagadnienia zwiazane przemysłowych, procesów

z diagnostyką procesów przemysłowych, automatyzacją procesów oraz sztuczna inteligencją. W ostatnich latach swoje prace badawcze skupia na zastosowaniu sieci neuronowych w problemach diagnostyki i monitoringu silników indukcyjnych.

MODELOWANIE CHARAKTERYSTYKI SPRĘŻARKI OSIOWEJ O ZMIENNEJ GEOMETRII KANAŁU PRZEPŁYWOWEGO

Paweł WIRKOWSKI

Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów Zakład Napędów Okrętowych 81-103 Gdynia, ul. Śmidowicza 69 tel. 0 58 626 27 57, e-mail: p.wirkowski@amw.gdynia.pl

Streszczenie

Referat dotyczy zastosowania metod modelowania matematycznego do analizy procesów gazodynamicznych w okrętowych turbinowych silnikach spalinowych. Przedstawiono wpływ zmian geometrii kanału przepływowego sprężarki na zmianę jej charakterystyki. Zaprezentowano metodę budowy modelu symulacyjnego sprężarki silnika turbinowego z regulowaną kierownicą wlotową.

Słowa kluczowe: okrętowy turbinowy silnik spalinowy, sprężarka, modelowanie, charakterystyka.

MODELLING OF THE CHARACTERISTIC OF AXIAL COMPRESSORS EQUIPPED WITH VARIABLE GEOMETRY OF FLOW DUCTS

Summary

The paper deals with an application of modelling gasodynamic processes in marine gasturbines. An impact of changes of compressor flow duct geometry on changing compressor performances has been demonstrated within the paper. The method of building of gasturbine compressor's simulation model with variable inlet guide vanes is presented as well.

Keywords: marine gas turbine, compressor, modelling, characteristic.

1. WSTĘP

Obliczenia układów przepływowych silników turbinowych oraz interpretacja fizycznych podstaw ich działania, opierają się głównie na równaniach wynikających z zależności termodynamicznych i mechaniki płynów. Ze względu na ściśle określony charakter czynnika roboczego w silnikach turbinowych, jakim jest gaz będący mieszaniną powietrza i spalin, równania te są nazywane równaniami termogazodynamicznymi, a ich postać jest uzależniona od stopnia uproszczenia modelu przepływowego, imitującego rzeczywisty przepływ strumienia tego gazu przez silnik.

Przepływy przez kanały okrętowego turbinowego silnika spalinowego mają charakter przestrzenny i nieustalony. W związku z tym równania wiążące parametry lepkiego i ściśliwego gazu w kanale przepływowym silnika byłyby dość skomplikowane, a niekiedy nawet niemożliwe do rozwiązania i w wielu przypadkach mało przydatne w rozważaniach teoretycznych o działaniu silników turbinowych. Wobec tego należy korzystać z uproszczonego modelu przepływowego, który pozwala w sposób przybliżony, ale matematycznie dość prosty, z wystarczającą jednak dokładnością wiązać poszczególne parametry strumienia gazu w kanale przepływowym silnika i opisywać zachodzące w nim przemiany energii.

Istotnym problemem użytkowania okrętowych turbinowych silników spalinowych jest niewystarczająca znajomość wpływu zmieniającego się stanu technicznego silnika na parametry jego pracy (osiągi). Indywidualne cechy konstrukcyjnoparametryczne każdego eksploatowanego silnika identyfikowane są na drodze kosztownych badań eksperymentalnych, zdeterminowanych przez liczne ograniczenia konstrukcyjne i eksploatacvine. Dynamiczny komputerowej, rozwój techniki wykorzystywanej już na etapie projektowania okrętowego silnika turbinowego, umożliwia zastosowanie jej również w tworzeniu symulacji komputerowych bieżącego stanu silnika. Takie podejście znacznie skraca czas badań w porównaniu do czasochłonnych i kosztownych badań prowadzonych na obiekcie rzeczywistym. Dysponując odpowiednim oprogramowaniem komputerowym można opracować modele symulacyjne podzespołów silnika, zweryfikowane w zakresie normalnej pracy silnika. Zbudowane na podstawie tych modeli programy komputerowe umożliwiają realizację badań empirycznych, wprowadzaniu zmiennych polegających na rzeczywistych i hipotetycznych stanów technicznych silnika.

2. REGULACJA GEOMETRII KANAŁU PRZEPŁYWOWEGO SPRĘŻARKI

Poprawne działania turbinowego silnika spalinowego zależy od regulacji sprężarki. Celem regulacji sprężarki jest zapewnienie wymaganego zapasu stateczności jej pracy we wszystkich zakresach eksploatacyjnego pola pracy silnika, zapobieganie drganiom łopatek pierwszych stopni wzbudzanych przy dużych kątach napływu strumienia powietrza oraz zwiększenie sprawności sprężarki w nieustalonych zakresach jej pracy a dzięki temu poprawy elastyczności pracy silnika.

Jednym ze stosowanych sposobów regulacji sprężarek osiowych jest zmiana geometrii jej kanału przepływowego poprzez zastosowanie nastawnej kierownicy wlotowej lub nastawnych kierownic kilku pierwszych stopni sprężarki.

2.1. Nastawna kierownica wlotowa

Znaczący wpływ na przebieg procesów nieustalonych w silniku turbinowym wywiera oddziaływanie zastosowanego w danej formie konstrukcyjnej układu regulacji geometrii kanałów przepływowych. W sprężarkach osiowych sprężach 8÷10 warunkiem zapewniającym 0 stateczną pracę sprężarki jest zastosowanie nastawnych kierownic wlotowych [1]. Na rys. 1 przedstawiono charakterystykę sprężarki silnika turbinowego z nastawną kierownicą wlotową.



Rys. 1. Charakterystyka sprężarki; zmiana zakresu pola pracy sprężarki wywołana oddziaływaniem nastawnej kierownicy wlotowej; α_{KW} – kąt ustawienia nastawnych łopatek kierownicy wlotowej, π_s *- spręż sprężarki, m – strumień masowy powietrza, n – prędkość obrotowa wirnika sprężarki [4] ABB'B'' - punkty współpracy sprężarki z siecią

- w stanach ustalonych; ACC'B'' - punkty współpracy sprężarki z siecią w czasie akceleracji silnika;
- B''D'DA punkty współpracy sprężarki z siecią w czasie deceleracji silnika

Na charakterystykę naniesiono przykładowe przebiegi linii współpracy sprężarki z siecią (z kanałem przepływowym przed i za sprężarka), podczas realizacji procesów zwiększania i zmniejszania prędkości obrotowej zespołu wirnikowego. Linie przerywane na charakterystyce odzwierciedlają pracę sprężarki dla trzech ustawień kąta natarcia łopatek kierownicy wlotowej przy utrzymaniu stałej prędkości obrotowej sprężarki.

Z przebiegu linii współpracy na charakterystyce można wnioskować, że w silniku wyposażonym w nastawną kierownicę wlotową istnieje możliwość regulacji parametrów wyjściowych sprężarki, przy stałej predkości obrotowej zespołu wirnikowego.

W tego typu rozwiązanie konstrukcyjne kierownicy wlotowej wyposażone są trójwirnikowe okrętowe silniki turbinowe, pracujące w kombinowanym układzie napędowym typu COGAG na niektórych okrętach. W układzie tym występują dwa typy silników o tej samej konstrukcji. Schemat ideowy silnika z zaznaczonymi przekrojami kontrolnymi części przepływowej przedstawia rys. 2.



Rys. 2. Schemat ideowy okrętowego turbinowego silnika spalinowego z oddzielną nawrotną turbiną napędową; SN – śruba napędowa, PR – przekładnia redukcyjna, TN –turbina napędowa,

MN – przestrzeń między TN a TNC, TNC – turbina niskiego ciśnienia, TWC – turbina wysokiego ciśnienia, KS – komora spalania, m_{pal} – strumień masowy paliwa, PSK – przestrzeń między KS a SWC, SWC – sprężarka wysokiego ciśnienia,

SWC – sprężarka wysokiego ciśnienia, SNC – sprężarka niskiego ciśnienia, PM – przestrzeń między sprężarkami [5]

2.2. Nastawne kierownice pierwszych stopni

W nowoczesnych rozwiązaniach współcześnie produkowanych turbinowych silników okrętowych, w celu zapewnienia dostatecznych zapasów statecznej pracy, sprężarki wyposaża się w nastawne kierownice wlotowe i nastawne kierownice pierwszych stopni. Sprężarki te cechują się wysokimi sprężami przekraczającymi wartość 20. Obiektami z tego typu konstrukcji sprężarkami są m.in. silniki typu LM 2500, zastosowane do napędu fregat klasy Oliver Hazard Perry.

Schemat ideowy silnika LM 2500 przedstawia rys. 3.



TWS – turbina wytwornicy spalin, TN – turbina napędowa, SP – spaliny, PR- przekładnia

redukcyjna, SN – śruba napędowa, PSK – przestrzeń między S a KS, PTT – przestrzeń między TWS a TN

Cechą charakterystyczną szesnastostopniowej osiowej sprężarki tego silnika jest możliwość ustawienia kątów natarcia łopatek zmiany kierownicy wlotowej i kierownic pierwszych sześciu stopni w zależności od obciążenia silnika. Rozwiązanie zapobiega powstawaniu to niestatecznej spreżarki pracy w stanach nieustalonych silnika. W przypadku wersji lotniczej silnika rozwiązanie to umożliwia przejście ze stanu tzw. "mały gaz" do pełnego obciążenia w ciągu zaledwie 5 s, nie wykraczając przy tym poza pole pracy statecznej.

Na rys. 4 przedstawione są przebiegi zależności wartości kąta natarcia na wlocie poszczególnych stopni sprężarki od obciażenia silnika reprezentowanego przez zredukowaną prędkość obrotową wytwornicy spalin. Znajdująca się na silniku dźwignia wskaźnika ustawienia listwy zmienia swoje położenie w zakresie $39^{\circ} \div -3^{\circ}$ przy zmianie prędkości obrotowej wytwornicy spalin odpowiednio w zakresie 5000÷10000 obr/min, co przekłada się na zmianę ustawienia kąta napływu strumienia powietrza na łopatki wirnikowe poszczególnych stopni w zakresie jak na rys. 4.

3. MATEMATYCZNY OPIS CHARAKTERYSTYKI SPRĘŻARKI OSIOWEJ Z NASTAWNYMI ŁOPATKAMI KIEROWNICY WLOTOWEJ

Problemy związane z budową odpowiednio dokładnych modeli symulacyjnych działania sprężarek okrętowych turbinowych silników spalinowych związane są z zakresem poczynionych założeń upraszczających determinujących dokładność modelu matematycznego [7]. Badania symulacyjne wymagają sprowadzenia charakterystyki sprężarki, przedstawionej zazwyczaj w uogólnionej postaci graficznej (rys.1) do formy funkcyjnej, możliwej do wykorzystania w obliczeniach numerycznych tj.:

$$\pi_s^* = f\left(\stackrel{\bullet}{m_{zr}}, n_{zr}, \alpha_{KW}\right) \tag{1}$$

$$\eta_s^* = f(m_{zr}, n_{zr}, \alpha_{KW}) \tag{2}$$

gdzie:

 π_s^* - spręż sprężarki,

 η_s^* - sprawność efektywna sprężarki,

 m_{zr} - zredukowane masowe natężenie przepływu powietrza,

 n_{zr} - zredukowana prędkość obrotowa wirnika,

$$\alpha_{KW}$$
 - kąt ustawienia nastawnych łopatek kierownic.



Rys. 4. Zakres kątowych zmian położenia nastawnych łopatek kierowniczych sprężarki silnika LM 2500 [6]

Uzyskanie analitycznych postaci funkcji wyrażonych zależnościami (1) i (2), modelujących rzeczywistą charakterystykę sprężarki, przy zachowaniu minimalnego błędu przybliżenia, wiąże się z trudnościami, wynikającymi ze złożonego kształtu tych funkcji oraz niejednoznaczności, gdyż w zakresie niskich prędkości obrotowych izodromy charakterystyki cechuje łagodny spadek, odpowiadający $\pi_s^* \approx idem$, natomiast w zakresie wysokich prędkości obrotowych charakterystyki posiadają strome izodromy strome odcinki, odpowiadające $m_{zr} \approx idem$ [3].

W związku z powyższym wydaje się, że przydatnym sposobem wyznaczania opisu analitycznego sprężarki osiowej może być metoda najmniejszych kwadratów i regresji wielowymiarowej na bazie wielomianów [3]. Metoda ta pozwala wyznaczyć dowolny punkt pracy na charakterystyce sprężarki z gwarancją, że wartość odchyleń modelu od rzeczywistości zawierać się bedzie w granicach błedu pomiaru.

Ogólny model działania sprężarki poszukiwany będzie za pomocą układu równań aproksymujących jej charakterystykę uniwersalną:

$$\pi_{s}^{*} = a_{0} + a_{1}m_{zr} + a_{2}\left(m_{zr}\right)^{2} + a_{3}n_{zr} + a_{4}(n_{zr})^{2} + a_{5}m_{zr}n_{zr} + (3)$$

$$+ a_{6}\alpha_{KW} + a_{7}(\alpha_{KW})^{2} + a_{8}m_{zr}\alpha_{KW} + a_{9}n_{zr}\alpha_{KW}$$

$$\eta_{s}^{*} = b_{0} + b_{1}m_{zr} + b_{2}\left(m_{zr}\right)^{2} + b_{3}n_{zr} + b_{4}(n_{zr})^{2} + b_{5}m_{zr}n_{zr} + (4)$$

$$+b_6\alpha_{KW}+b_7(\alpha_{KW})^2+b_8m_{zr}\alpha_{KW}+b_9n_{zr}\alpha_{KW}$$

Wartości współczynników regresji a_i i b_i wyznacza się na podstawie twierdzenia Gausa-Markowa, poszukując minimalnej wartości funkcjonałów:

$$J_{\pi_{s}^{*}}(a_{0},a_{1},a_{2},a_{3},a_{4},a_{5},a_{6},a_{7},a_{8},a_{9}) = \sum_{k=1}^{n} (\pi_{sk}^{*} - \overline{\pi}_{sk}^{*})^{2} (5)$$
$$J_{\eta_{s}^{*}}(b_{0},b_{1},b_{2},b_{3},b_{4},b_{5},b_{6},b_{7},b_{8},b_{9}) = \sum_{k=1}^{n} (\eta_{sk}^{*} - \overline{\eta}_{sk}^{*})^{2} (6)$$

Stanowią one sumy kwadratów odchyleń wartości obliczonych π_s^*, η_s^* od rzeczywistych $\overline{\pi}_s^*, \overline{\eta}_s^*$.

Adekwatność dopasowania opisu matematycznego charakterystyki rozpatrywanej sprężarki do jej rzeczywistego przebiegu można ocenić na podstawie:

- wartości współczynnika korelacji wielowymiarowej *R*, który wyraża się następującą zależnością [10]:

$$R = \frac{\sum_{n=1}^{N} \left(\left(Y_n - \overline{Y}_r \right) \cdot \left(\hat{Y}_n - \overline{Y}_m \right) \right)}{\sqrt{\sum_{n=1}^{N} \left(Y_n - \overline{Y}_r \right)^2 \cdot \sum_{n=1}^{N} \left(\hat{Y}_n - \overline{Y}_m \right)^2}}$$
(7)

gdzie:

 Y_n - wartość rzeczywista w chwili *n*-tego pomiaru,

- Y_n wartość obliczeniowa z modelu w chwili *n*-tego pomiaru,
- \overline{Y}_r wartość średnia arytmetyczna rzeczywista,
- \overline{Y}_m wartość średnia arytmetyczna obliczona z modelu.

- wariancji resztowej $\hat{\sigma}^2$, wyrażonej zależnością:

$$\hat{\sigma}^{2} = \frac{1}{N - K - 1} \sum_{n=1}^{N} \left(Y_{n} - \hat{Y}_{n} \right)^{2}$$
(8)

Kryterium oceny opracowanego modelu stanowią wartości współczynnika korelacji wielowymiarowej R oraz wariancji resztowej $\hat{\sigma}^2$: pierwsza powinna być możliwie największa, a druga – najmniejsza.

Model działania sprężarki można poprawiać dołączając nowe lub wymieniając już istniejące człony w równaniach (3) i (4). Powoduje to jednak rozbudowę modelu oraz wydłużenie czasu obliczeń. Wyznaczenie szczegółowego modelu działania sprężarki polega na określeniu wartości współczynników regresji w wyżej wymienionych równaniach.

Dla potwierdzenia przydatności metody najmniejszych kwadratów i regresji wielowymiarowej na bazie wielomianów, do matematycznego opisu charakterystyki sprężarki ze zmienną geometrią kanału przepływowego wykorzystano sprężarkę niskiego ciśnienia silnika typu DR76.

Na rys. 5, 6, 7, 8, 9 i 10 przedstawiono obliczeniowe charakterystyki sprężarki niskiego ciśnienia trójwirnikowego okrętowego turbinowego silnika spalinowego (linie ciągłe) dla trzech ustawień kątowych nastawnej kierownicy wlotowej: α_{kw} = -10°, α_{kw} = 0°, α_{kw} = +10°. Na wykresach naniesione zostały również rzeczywiste charakterystyki – oznaczenia punktowe.

W tabeli 1 przedstawiono wartości współczynników regresji równań aproksymujących charakterystyki badanej sprężarki, a w tabeli 2 przedstawione wartości parametrów są uwidaczniajace statystycznych adekwatność wyników z badań modelowych z wynikami badań eksperymentalnych.

DIAGNOSTYKA'35 WIRKOWSKI, Modelowanie charakterystyki sprężarki osiowej



Tabela 1
Wartości współczynników regresj
dla poszczególnych równań

			<u> </u>	
Lp.	Współ. regresji	Wartość	Współ. regresji	Wartość
1	a_0	2,099955	b_0	-0,583216
2	a_1	-0,312917	b_1	-0,272626
3	a_2	-0,022847	b_2	-0,017450
4	a_3	0,000047	b_3	0,000976
5	a_4	0,000000	b_4	0,000000
6	a_5	0,000115	b_5	0,000113
7	a_6	0,059954	b_6	0,068760
8	a_7	-0,003556	b_7	0,000929
9	a_8	0,016743	b_8	0,009397
10	a_9	-0,000038	b_{9}	-0,000032

Tabela 2.

Stopień adekwatności modelu i obiektu rzeczywistego

		12.	
Lp.	Charakterystyka	R	$\widehat{\sigma}^{2}$
1	$\pi_{s}^{*} = f\left(\overset{\bullet}{m_{zr}}, n_{zr}, \alpha_{KW} \right)$	0,99939	0,00628
2	$\eta_s^* = f(m_{er}, n_{r}, \alpha_{KW})$	0,99782	0,00298





 $\pi = f(n, m, \alpha_{kw}) \text{ dla } \alpha_{kw} = -10^{\circ}$



 $\pi = f(n, m, \alpha_{kw}) \text{ dla } \alpha_{kw} = +10^{\circ}$

4. WNIOSKI

Opracowanie szczegółowych modeli rozpatrywanych symulacyjnych charakterystyk spreżarek okrętowych silników turbinowych umożliwi badanie procesów gazodynamicznych realizowanych w ich kanałach przepływowych. Uwzględnienie wpływu na te procesy zmian w funkcjonowaniu układu sterowania geometrią kanału, pozwoli na zidentyfikowanie parametrów pracy sprężarki oraz samego silnika w zależności od nieprawidłowo usytuowanych łopatek nastawnych kierownic. Opracowany model może być wykorzystany W diagnostyce eksploatacyjnej turbinowych silników spalinowych.

LITERATURA

[1]. Balicki Wł. Szczeciński St.: Diagnozowanie lotniczych silników turbinowych. Wydawnictwo

Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa, Warszawa, 1997.

- [2]. Charchalis A.: Diagnozowanie okrętowych silników turbinowych. Wyd. AMW Gdynia 1991
- [3]. Ćwik B., Szczeciński St.: Modelowanie charakterystyki sprężarki promieniowej doładowującej silnik spalinowy. Biuletyn WAT, Rok XLIV, nr 3-4, Warszawa, 1995.
- [4]. Korczewski Z.: Metoda diagnozowania części przepływowej okrętowego turbinowego silnika spalinowego w eksploatacji. AMW. Rozprawa doktorska, Gdynia 1992.
- [5] Korczewski Z., Wirkowski P.: Modelling gasodynamic processes within turbine engines' compressors eqipped with variable geometry of flow duct, IV International Scientifically-Technical Conference "Explo-Diesel & Gas Turbine '05", Gdańsk-Międzyzdroje-Kopenhaga, Wyd. Politechnika Gdańska, str. 227÷236, 2005.
- [6]. Marschal D.J., Muir D.E., Saravanamuttoo H.I.H.: Health Monitoring of Variable Geometry Gas Turbines for the Canadian Navy. The American Society of Mechanical Engineers 345 E.47 St., New York, N.Y.10017.
- [7]. Muszyński M., Orkisz M.: Modelowanie turbinowych silników odrzutowych.
 Wydawnictwo Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa, Warszawa, 1997.
- [8]. Orkisz M., Stawarz S.: Modelowanie charakterystyk sprężarek silników turbinowych. Prace Instytutu Lotnictwa nr 146, str. 129÷138, Warszawa, 1996.
- [9]. Pawlak W., Wiklik K., Morawski J.M.: Synteza i badanie układów sterowania lotniczych silników turbinowych metodami symulacji komputerowej. Wydawnictwo Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa, Warszawa, 1996.
- [10]. Pieregudow W.: Metoda najmniejszych kwadratów i jej zastosowanie. PWE, Warszawa, 1967.
- [11]. Wirkowski P.: Dwuwirnikowy okrętowy turbinowy silnik spalinowy jako obiekt modelowania. XXXII Ogólnopolskie Sympozjum "Diagnostyka Maszyn", Węgierska Górka, 2005.



Mgr inż. Paweł WIRKOWSKI absolwentem Wydziału iest Mechaniczno - Elektrycznego Akademii Marynarki Wojennej. Po odbyciu stażu w dywizjonie okrętów rakietowych w 2000 roku rozpoczał prace Instytucie Konstrukcji w Okrętowych Napędów i Akademii Marynarki Wojennej stanowisku asystenta. na

Głównym obszarem zainteresowania jest diagnostyka okrętowych silników turbinowych oraz modelowanie procesów gazodynamicznych w silnikach turbinowych.
MODELOWANIE MATEMATYCZNE PROCESÓW ROZRUCHU UKŁADÓW NAPĘDOWYCH PODNOŚNIKÓW BUDOWLANYCH

Yevhen KHARCHENKO, Stefan SOBKOWSKI

Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie Polska, 10-266 Olsztyn, ul. Okrzei 1A E-mail: kharchen@poczta.onet.pl, stsob@moskit.uwm.edu.pl

Streszczenie

W pracy rozpatruje się wyniki modelowania matematycznego procesów rozruchu układów napędowych podnośników budowlanych. Analizę zjawisk dynamicznych wykonano poprzez wspólne całkowanie równań ruchu elementów układu oraz równań stanu elektromagnetycznego silnika asynchronicznego. Zbadano wpływ masy ładunku i masy przeciwwagi na działające siły dynamiczne w linach.

Słowa kluczowe: podnośnik, układ napędowy, rozruch, modelowanie matematyczne, diagnostyka.

MATHEMATICAL MODELLING OF TRANSIENTS IN DRIVES OF BUILDING ELEVATING DEVICES

Summary

Results of mathematical modelling of processes of start-up of drives of building elevating devices are analyzed. Calculation of dynamic processes is carried out by joint integration of the equations of movement of elements of systems and the equations of the electromagnetic phenomena in asynchronous engines. Influence of structure of the device and its mechanical characteristics on dynamic efforts in elastic parts is investigated.

Keywords: elevator, drive, starting, mathematical modeling, technical diagnostics

1. WSTĘP

Jednym z ważniejszych zagadnień diagnostyki technicznej maszyn i konstrukcji inżynierskich jest analiza procesów przejściowych w układach napedowych [1-4, 10]. Podczas rozruchu, hamowania lub w trakcie gwałtownej zmiany warunków pracy maszyny powstają procesy drgające, które powodują znaczny wzrost obciążeń części i zespołów. Obciążenia dynamiczne w znacznym stopniu określają wytrzymałość elementów konstrukcji [4, 12]. Oprócz tego, drgania mechaniczne, powstające podczas rozruchu napędu, przyspieszają nagromadzenie uszkodzeń zmęczeniowych w materiałach, obniżając trwałość elementów konstrukcji i obiektu technicznego w całości [5, 9]. W dużym stopniu dotyczy to urządzeń dźwigowych, w których często występują procesy przejściowe (rozruch lub hamowanie).

Dla zapewnienia dużej dokładności obliczeń procesów rozruchu niezbędne jest uwzględnienie nie tylko parametrów mechanicznych urządzenia, ale również właściwości dynamicznych silnika [2, 11]. Przy konstruowaniu modeli matematycznych procesów dynamicznych istnieje konieczność wspólnego rozpatrywania zjawisk drgających o różnym pochodzeniu fizycznym. Drgania mechaniczne rozpatruje się wspólnie ze zjawiskami elektromagnetycznymi [1, 7], hydrodynamicznymi [8, 13] oraz cieplnymi [2, 6] co istotnie utrudnia przeprowadzenie badań. Jednak, tylko takie podejście do rozwiązywania problemu zapewnia wysoką skuteczność w projektowaniu maszyn i konstrukcji inżynierskich.

Celem pracy jest przedstawienie modelu matematycznego procesów rozruchu układu napędowego podnośnika budowlanego, który ma silnik asynchroniczny zamontowany na fundamencie, przekładnię mechaniczną i bęben do nawijania liny podnoszącej. Drugi koniec liny, przerzucony przez krążek, zaczepiony jest do wózka transportowego. Rozpatrujemy podnośniki bez przeciwwagi i z przeciwwaga.

Model matematyczny procesów dynamicznych zawiera różniczkowe równania ruchu układu napędowego, zapisane z uwzględnieniem niestałości momentu bezwładności bębna i długości roboczej części liny podnoszącej, a także nieliniowe równania różniczkowe zjawisk elektromagnetycznych zachodzących w silniku asynchronicznym. Wymienione równania tworzą układ przedstawiony w postaci zagadnienia Caushie'go i podlegają wspólnemu całkowaniu numerycznemu.

Poprzez modelowanie matematyczne otrzymuje się maksymalne siły w elementach podnośnika budowlanego. Przeprowadza się również badania wpływu masy przeciwwagi na zjawiska dynamiczne w układzie mechanicznym. KHARCHENKO, SOBKOWSKI, Modelowanie matematyczne procesów rozruchu układów napędowych...

2. RÓWNANIA RUCHU UKŁADÓW NAPĘDOWYCH

Układ bez przeciwwagi. Najprostszy układ napędowy podnośnika budowlanego składa się z silnika, reduktora, bębna i liny, nawiniętej jednym końcem na bęben i połączonej drugim końcem z wózkiem dla transportowania ładunków. Schemat obliczeniowy układu napędowego przedstawiony na rys. 1, gdzie J - zredukowany do bębna moment bezwładności kinematycznie związanych wirnika silnika asynchronicznego, reduktora i bębna; m_w – masa wózka z ciężarem; c, v – sztywność i współczynnik dyssypacji roboczej cześci liny; Mmoment silnika, zredukowany do bebna; G_w – siła ciężaru wózka z ładunkiem ($G_w = m_w g$, przy czym, g- przyspieszenie ziemskie); φ , x – współrzędne ruchu bębna i wózka z ładunkiem.

Ruch układu mechanicznego opisujemy wykorzystując równanie Lagrange'a drugiego rodzaju

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial q_j} + \frac{\partial \mathbf{\Pi}}{\partial q_j} = Q_j \quad (j=1, 2, ..., n), \quad (1)$$

gdzie T, Π – kinetyczna i potencjalna energia układu; q_j – uogólniona współrzędna; t – czas; Q_j – uogólniona siła; n – liczba stopni swobody układu mechanicznego (w danym przypadku n = 2).

W związku z nawijaniem liny na bęben zredukowany moment bezwładności napędu podczas podnoszenia ładunku wzrasta. Wartość tego momentu zależy od kąta obrotu bębna według funkcji liniowej:

$$J = J_0 + J_1 \varphi, \tag{2}$$

gdzie J_0 – wartość zredukowanego momentu bezwładności przy $\varphi = 0$; J_1 – współczynnik proporcjonalności,

$$J_1 = \mu r^3$$
,

przy czym, μ – rozłożona masa liny; r – promień nawijania liny na bęben.

Rys.1. Schemat obliczeniowy układu napędowego podnośnika budowlanego bez przeciwwagi

Uwzględniając zależność (2) zapiszmy energię kinetyczną układu w postaci

$$T = \frac{(J_0 + J_1 \phi) \omega^2}{2} + \frac{m_w v^2}{2},$$
 (3)

gdzie $\omega i v$ – prędkości ruchu bębna i wózka,

$$\omega = \frac{d\phi}{dt}; \qquad v = \frac{dx}{dt}.$$
 (4)

Długość liny w dowolnym momencie czasu oraz jej całkowite wydłużenie przedstawiamy jako

$$l = l_0 - r\varphi; \qquad \Delta = r\varphi - x, \qquad (5)$$

gdzie l_0 – początkowa długość liny.

Biorąc pod uwagę pierwszą zależność (5), określamy sztywność liny,

$$c = \frac{EA}{l_0 - r\varphi},\tag{6}$$

gdzie *E i A* – moduł sprężystości i pole przekroju poprzecznego liny.

Z uwzględnieniem drugiej zależności (5) i równości (6) zapisujemy energię potencjalną w postaci:

$$\Pi = \frac{EA(r\phi - x)^2}{2(l_0 - r\phi)}.$$
(7)

Siłę dyssypacji energii w linie określamy jako wielkość wprost proporcjonalną do prędkości odkształcenia względnego liny,

$$F_{v} = v_{0} \frac{d\varepsilon}{dt}, \qquad (8)$$

gdzie v_0 – właściwy współczynnik dyssypacji liny, równa się sile dyssypacji przy jednostkowej prędkości odkształcenia względnego; ε – odkształcenie względne liny.

Z uwzględnieniem (5) otrzymujemy:

$$\varepsilon = \frac{r\phi - x}{l_0 - r\phi}.$$
(9)

Różniczkując wzór (9) po czasie i podstawiając pochodną do zależności (8) wyznaczamy:

$$F_{v} = \frac{v_{0} r \omega (l_{0} - x)}{(l_{0} - r \phi)^{2}} - \frac{v_{0} v}{l_{0} - r \phi}.$$
 (10)

Przyjmując za uogólnione współrzędne przemieszczenia φ i x otrzymujemy uogólnione siły w postaci:

$$Q_1 = M - rF_v; \qquad Q_2 = -G_w + F_v, \qquad (11)$$

przy czym

$$M = M_E u; \qquad G_w = m_w g, \qquad (12)$$

gdzie M_E – moment elektromagnetyczny silnika; u – przełożenie reduktora.



Diagnostyka'35

KHARCHENKO, SOBKOWSKI, Modelowanie matematyczne procesów rozruchu układów napędowych...

Różniczkując wyrażenie kinetycznej (3) i potencjalnej (7) energii i podstawiając odpowiednie pochodne do równości (1) zapisujemy, z uwzględnieniem zależności (4), (10), (11) i (12) równania ruchu układu mechanicznego bezpośrednio w postaci Caushie'go:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega ; \qquad \frac{dx}{dt} = v ;$$

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{J_1\omega^2}{2(J_0 + J_1\omega)} \frac{EAr(r\varphi - x)(2l_0 - r\varphi - x)}{2(J_0 + J_1\varphi)(l_0 - r\varphi)^2} - \frac{v_0r^2\omega(l_0 - x)}{(J_0 + J_1\varphi)(l_0 - r\varphi)^2} + \frac{v_0rv}{(J_0 + J_1\varphi)(l_0 - r\varphi)} + \frac{uM_E}{J_0 + J_1\varphi} ;$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{EA(r\varphi - x)}{m_w(l_0 - r\varphi)} + \frac{v_0r\omega(l_0 - x)}{m_w(l_0 - r\varphi)^2} - \frac{v_0v}{m_w(l_0 - r\varphi)} - g .$$
(13)

Warunki początkowe całkowania równań (13) ustawiamy takie, które by zapewniały równowagę układu mechanicznego:

$$\phi(0)=0; \quad x(0)=-\frac{m_w g l_0}{EA}; \quad \omega(0)=0; \quad v(0)=0.$$
(14)

Układ z przeciwwagą. Schemat obliczeniowy układu napędowego z przeciwwagą przedstawiony na rys. 2, gdzie J – zredukowany do bębna moment bezwładności napędu; m_w , m_p – masy wózka z ładunkiem i przeciwwagi; c_1 , c_2 – sztywności roboczej części liny i liny przeciwwagi; v_1 , v_2 – współczynniki dyssypacji odpowiednich elementów sprężystych; M – zredukowany do wału bębna moment silnika; G_w , G_p – siły ciężaru wózka z ładunkiem i przeciwwagi; φ , x_1 , x_2 – współrzędne ruchu.

Rys. 2. Schemat obliczeniowy układu napędowego podnośnika budowlanego z przeciwwagą

Energie kinetyczną układu mechanicznego z uwzględnieniem (2) przedstawiamy w postaci:

$$T = \frac{\left(J_0 + J_1\phi\right)\omega^2}{2} + \frac{m_w v_1^2}{2} + \frac{m_p v_2^2}{2}, \qquad (15)$$

gdzie:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} \quad ; \qquad v_1 = \frac{dx_1}{dt} \quad ; \qquad v_2 = \frac{dx_2}{dt} \quad . \tag{16}$$

Energie potencjalną przedstawiamy analogicznie jak wyrażenie (7):

$$\Pi = \frac{E_1 A_1 (r \varphi - x_1)^2}{2(l_0 - r \varphi)} + \frac{E_2 A_2 (x_2 - x_1)^2}{2l_2}, \qquad (17)$$

gdzie l_0 – początkowa długość roboczej części liny; l_2 – długość liny przeciwwagi; E_1 , E_2 , A_1 , A_2 – moduły sprężystości i pola przekrojów poprzecznych roboczej części liny i liny przeciwwagi.

Analogicznie do wyrażenia (8) zapisujemy siły dyssypacji energii w linach,

$$F_{\nu 1} = \nu_{01} \frac{d\varepsilon_1}{dt}; \qquad F_{\nu 2} = \nu_{02} \frac{d\varepsilon_2}{dt}, \qquad (18)$$

gdzie ν_{01}, ν_{02} – właściwe współczynniki dyssypacji podnoszącej liny i liny przeciwwagi; ϵ_1 i ϵ_2 – odkształcenia względne lin,

$$\varepsilon_1 = \frac{r\varphi - x_1}{l_0 - r\varphi} ; \qquad \varepsilon_2 = \frac{x_2 - x_1}{l_2} . \tag{19}$$

Pierwsza z zależności (19) zapisana analogicznie do (9).

Z uwzględnieniem zależności (18) i (19) otrzymujemy:

$$F_{v1} = \frac{v_{01} r \omega (l_0 - x_1)}{(l_0 - r \phi)^2} - \frac{v_{01} v_1}{l_0 - r \phi}; \quad F_{v2} = v_{02} \frac{v_2 - v_1}{l_2}.$$
(20)

Za uogólnione współrzędne przyjmujemy przemieszczenia elementów układu φ , x_1 , x_2 . Wtedy uogólnione siły będą:

$$Q_{1} = M - rF_{v1}; \quad Q_{2} = -G_{w} + F_{v1} + F_{v2}; \quad Q_{3} = G_{p} - F_{v2},$$
(21)

gdzie

$$M = M_E \cdot u; \quad G_w = m_w g; \quad G_p = m_p g.$$
 (22)

Z uwzględnieniem (1), (15)–(17) i (20)–(22) zapisujemy równania ruchu układu mechanicznego w postaci:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega ; \quad \frac{dx_1}{dt} = v_1 ; \quad \frac{dx_2}{dt} = v_2 ;$$

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{J_1\omega^2}{2(J_0 + J_1\omega)} - \frac{E_1A_1r(r\varphi - x_1)(2l_0 - r\varphi - x_1)}{2(J_0 + J_1\varphi)(l_0 - r\varphi)^2}$$

$$-\frac{v_{01}r^2\omega(l_0 - x_1)}{(J_0 + J_1\varphi)(l_0 - r\varphi)^2} + \frac{v_{01}rv_1}{(J_0 + J_1\varphi)(l_0 - r\varphi)} + \frac{uM_E}{J_0 + J_1\varphi} ;$$



Diagnostyka'35

KHARCHENKO, SOBKOWSKI, Modelowanie matematyczne procesów rozruchu układów napędowych...

$$\frac{dv_{1}}{dt} = \frac{E_{1}A_{1}(r\varphi - x_{1})}{m_{w}(l_{0} - r\varphi)} + \frac{E_{2}A_{2}(x_{2} - x_{1})}{m_{w}l_{2}} + \frac{v_{01}r\omega(l_{0} - x_{1})}{m_{w}(l_{0} - r\varphi)^{2}} - \frac{v_{01}v_{1}}{m_{w}(l_{0} - r\varphi)} + \frac{v_{02}(v_{2} - v_{1})}{m_{w}l_{2}} - g ;$$

$$\frac{dv_{2}}{dt} = \frac{E_{2}A_{2}(x_{1} - x_{2})}{m_{p}l_{2}} + \frac{v_{02}(v_{1} - v_{2})}{m_{p}l_{2}} + g . \quad (23)$$

Warunki początkowe całkowania równań różniczkowych (23) określamy na zasadzie rozpatrywania równowagi układu w stanie spoczynku.

$$\varphi(0)=0; \quad x_1(0)=-\frac{\left(m_w-m_p\right)gl_0}{E_1A_1};$$

$$x_2(0)=\frac{m_pgl_2}{E_2A_2}\frac{\left(m_w-m_p\right)gl_0}{E_1A_1};$$

$$\omega(0)=0; \quad v_1(0)=0; \quad v_2(0)=0. \quad (24)$$

3. MOMENT ELEKTROMAGNETYCZNY SILNIKA ASYNCHRONICZNEGO

Równania różniczkowe procesów elektromagnetycznych w silniku asynchronicznym mają postać [7]:

$$\frac{di_s}{dt} = A_s (u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) ,$$

$$\frac{di_r}{dt} = A_r (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r (u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) , \quad (25)$$

gdzie i_s , i_r , u_s – macierze kolumnowe prądów i napięć; A_s , B_s , A_r , B_r – macierze związków parametrów elektromagnetycznych; Ω_s , Ω_r – macierze częstotliwości obrotów; Ψ_s , Ψ_r – macierze kolumnowe strumieni skojarzonych; R_s , R_r – rezystancje uzwojeń. Indeks *s* wskazuje na przynależność wielkości do uzwojenia stojana, a *r* – do uzwojenia wirnika.

Macierze kolumnowe i_s , i_r i u_s określają się równaniami:

$$i_{i}(j=s,r)=col(i_{ix},i_{iy});$$
 $u_{s}=col(U_{m},0),$

gdzie i_{jx} , i_{jy} – rzuty prądów na osie współrzędnych *x*, *y*; U_m – amplituda napięcia sieci zasilającej.

Macierze kwadratowe A_s , B_s , A_r , B_r opisują się zależnościami

$$A_s = \alpha_s (1 - \alpha_s G), \quad B_s = -\alpha_s \alpha_r G, \quad A_r = \alpha_r (1 - \alpha_r G),$$
$$B_r = B_s,$$

gdzie:

$$G = \frac{1}{i_m^2} \begin{bmatrix} Ri_x^2 + Ti_y^2 & (R-T)i_xi_y \\ (R-T)i_xi_y & Ti_x^2 + Ri_y^2 \end{bmatrix},$$

przy czym:

$$R = \frac{1}{\rho + \alpha_s + \alpha_r}, \quad T = \frac{1}{\tau + \alpha_s + \alpha_r}$$

W przedstawionych zależnościach i_m , i_x , i_y – prąd magnesujący i jego składowe na osiach x, y; τ , ρ – wielkości określone z krzywej magnesowania, przedstawiającej sobą zależność funkcjonalną roboczego strumienia skojarzonego Ψ_m od prądu magnesującego; α_s , α_r – wielkości odwrotne do indukcji rozproszenia uzwojeń stojana i wirnika.

Macierze częstotliwości obrotów:

$$\Omega_{s} = \begin{bmatrix} 0 & \omega_{0} \\ -\omega_{0} & 0 \end{bmatrix}, \quad \Omega_{r} = \begin{bmatrix} 0 & \omega_{0} - \omega_{r} \\ \omega_{r} - \omega_{0} & 0 \end{bmatrix}$$

gdzie ω_0 i ω_r – prędkość kątowa synchroniczna silnika i prędkość kątowa wirnika, wyrażona w elektrycznych radianach na sekundę.

Macierze kolumnowe całkowitych strumieni uzwojeń stojana i wirnika mają postać

$$\Psi_s = \frac{1}{\alpha_s} i_s + \frac{1}{\tau} i , \qquad \Psi_r = \frac{1}{\alpha_r} i_r + \frac{1}{\tau} i ,$$

gdzie: $i=\operatorname{col}(i_x,i_y)$,

$$i_x = i_{sx} + i_{rx}$$
, $i_y = i_{sy} + i_{ry}$, $i_m = \sqrt{i_x^2 + i_y^2}$

Wartości τ i ρ określa się wyrażeniami:

$$\tau = \frac{i_m}{\Psi_m}, \qquad \rho = \frac{di_m}{d\Psi_m}. \tag{26}$$

Moment elektromagnetyczny znajdujemy według wzoru:

$$M_{E} = \frac{3}{2} \rho_{0} \frac{1}{\tau} (i_{rx} \cdot i_{sy} - i_{ry} \cdot i_{sx}), \quad (27)$$

gdzie ρ_0 – liczba par biegunów magnetycznych.

Krzywą magnesowania przedstawiamy w postaci:

$$\Psi_m = a_1 i_m + a_2 i_m^3 + a_3 i_m^5, \text{ jeżeli } i_m > i_{mk};$$

$$\Psi_m = a_m^{-1} i_m, \text{ jeżeli } i_m \le i_{mk}.$$
(28)

gdzie i_{mk} – wartość krytyczna prądu magnesującego, po przekroczeniu której zależność $\Psi_m(i_m)$ jest nieliniowa. Wówczas τ i ρ zgodnie z wyrażeniami (26), (28) określają się zależnościami:

$$\tau = (a_1 + a_2 i_m^2 + a_3 i_m^4)^{-1}, \text{ jeżeli } i_m > i_{mk};$$

$$\tau = a_m, \text{ jeżeli } i_m \le i_{mk}; \qquad (29)$$

$$\rho = (a_1 + 3a_2i_m^2 + 5a_3i_m^4)^{-1}, \text{ jeżeli } i_m > i_{mk};$$

$$\rho = a_m, \text{ jeżeli } i_m \le i_{mk}. \quad (30)$$

W celu rozwiązania równań różniczkowych (25) umieszczenie w pamięci elektronicznej komputera informacji o krzywej magnesowania (28) nie jest konieczne, ponieważ przy obliczeniach wykorzystuje się bezpośrednie wyrażenia (29) i (30).

Rzuty wektorów prądów na osie współrzędnych w początkowym momencie czasu rozruchu silnika równe są zeru:

$$i_{sx}=0, \quad i_{sy}=0, \quad i_{rx}=0, \quad i_{ry}=0.$$
 (31)

4. WYNIKI OBLICZEŃ PROCESÓW ROZRUCHU UKŁADÓW NAPĘDOWYCH

Analiza procesu rozruchu układu napędowego bez przeciwwagi sprowadza się do całkowania układu równań różniczkowych (13), (25) z uwzględnieniem zależności (27), (29), (30) i warunków początkowych (14), (31). Procesy przejściowe w układzie napędowym z przeciwwagą analizujemy, całkując równania (23), (25) biorąc pod uwagę zależności algebraiczne (29), (30) i warunki początkowe (24), (31).

Na rys. 3 i 4 przedstawiono przykład obliczenia rozruchu układu napędowego procesu z przeciwwagą, wykonany następujących przy wyjściowych. AO2-71-4 danych Silnik $(R_s=0,0825 \ \Omega;$ $\alpha_s = 819,7 \text{ H}^{-1};$ $R_r=0,107 \Omega;$ $\alpha_m = 23,42 \text{ H}^{-1}$: $\alpha_r = 819,7 \text{ H}^{-1};$ $U_m = 310,5 \text{ V};$ $a_1 = 4.714 \cdot 10^{-2}$ Wb/A; $a_2 = -2,094 \cdot 10^{-5} \text{ Wb/A}^3$; $a_3 = 6,003 \cdot 10^{-9} \text{ Wb/A}^5;$ i_{mk} =15,0 A; ω_0 =157 rad/s; $p_0=2.$ Parametry ukadu mechanicznego: $J=7277,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; $m_w=1200 \text{ kg}$; $m_p=700 \text{ kg}$; u=86; r=0,37 m; $l_0=200$ m; $l_2=102$ m; $E_1=E_2=1,5\cdot10^5$ MPa; $A_1 = A_2 = 141,3 \text{ mm}^2$; $v_{01} = v_{02} = 700 \text{ N} \cdot \text{s}$; g = 9,81 m/s.

Siły w linach i osiowe obciążenie masztu określamy według wzorów

$$F_{1} = \frac{E_{1}A_{1}(r\phi - x_{1})}{l_{0} - r\phi} + \frac{\nu_{01}r\phi(l_{0} - x_{1})}{(l_{0} - r\phi)^{2}} \frac{\nu_{01}v_{1}}{l_{0} - r\phi};$$

$$F_{2} = \frac{E_{2}A_{2}(x_{2} - x_{1})}{l_{0}} + \frac{\nu_{02}(v_{2} - v_{1})}{l_{0}}; \quad F_{0} = 2F_{1} + 2F_{2}.$$

Wirnik silnika wraz z bebnem nabierają pełnej prędkości w ciągu 0,75 s. W początkowym stadium rozruchu do 0,25 s odbywają się intensywne drgania momentu elektromagnetycznego z częstotliwościa bliską częstotliwości sieci zasilającej (50 Hz). Zjawisko to ma mały wpływ na dynamikę układu mechanicznego w związku z wielką różnicą częstotliwości elektromagnetycznych i mechanicznych procesów drgających. Jednak drgań rozruch silnika powoduje powstanie w układzie mechanicznym o małej częstotliwości (z okresem około 0,8 s). Drgania sił w podnoszącej linie i linie przeciwwagi odbywają sie w przeciwfazie co pomniejsza obciążenie masztu.

Wartości współczynników dynamiczności sił w linie podnoszącej, linie przeciwwagi oraz osiowego obciążenia masztu (patrz tabela) wskazują na istotny wpływ procesów dynamicznych na wytrzymałość elementów konstrukcji. Dla wszystkich rozpatrzonych wartości masy wózka z ładunkiem widzimy istotne pomniejszenie siły w podnoszącej linie i niewielkie obniżenie osiowego obciążenia masztu z powiększeniem masy przeciwwagi.



Rys. 3. Czasowe zależności momentu elektromagnetycznego silnika (*a*) oraz prędkości obracania bębna (*b*)



Rys. 4. Czasowe zależności sił w podnoszącej linie (*a*), linie przeciwwagi (*b*), oraz obciążenia osiowego masztu (*c*)

KHARCHENKO, SOBKOWSKI, Modelowanie matematyczne procesów rozruchu układów napędowych...

Przy tym współczynnik dynamiczności siły w podnoszącej linie niewiele wzrasta. Z powiększeniem masy ładunku przejawia się tendencja do obniżenia współczynników dynamiczności sił w elementach sprężystych i osiowego obciążenia masztu.

Tab.1.Maksymalne wartości i współczynniki dynamiczności sił w podnoszącej linie, linie przeciwwagi oraz osiowego obciążenia masztu

m	m	Wartości sił i współczynników dynamiczności							
kg	kg	F_1 , kN	k_1	F2, kN	k_2	F ₀ , kN	k_0		
800	0	9,528	1,214	-	-	19,06	1,124		
	300	7,067	1,441	3,6390	1,237	18,74	1,194		
	500	5,249	1,784	5,972	1,218	18,51	1,179		
	700	3,620	3,690	8,358	1,217	18,42	1,174		
1200	0	14,14	1,201	-	-	28,28	1,201		
	300	11,52	1,305	3,559	1,209	27,77	1,179		
	500	9,737	1,418	5,929	1,209	27,57	1,171		
	700	8,124	1,656	8,307	1,210	27,51	1,168		
1600	0	18,60	1,185	-	-	37,20	1,185		
	300	15,98	1,253	3,521	1,197	36,77	1,171		
	500	14,19	1,315	5,890	1,201	36,54	1,164		
	700	12,54	1,420	8,213	1,196	36,42	1,160		
2000	0	22,97	1,171	-	-	45,94	1,171		
	300	20,42	1,224	3,458	1,175	45,66	1,164		
	500	18,61	1,264	5,828	1,188	45,36	1,156		
	700	16,90	1,325	8,123	1,183	45,31	1,155		

5. WNIOSKI

matematyczny Zbudowany model daje możliwość przeprowadzenia dokładnej analizy procesów rozruchu układów napędowych podnośników budowlanych z uwzględnieniem oddziaływania wzajemnego silnika asynchronicznego i mechanicznej części urządzenia. Zjawiska drgające powstające w układzie mechanicznym powinny być uwzględniane w obliczeniach wytrzymałościowych na etapie projektowania podnośników.

Analiza procesów przejściowych pokazuje, iż stosując przeciwwagę możemy zwiększyć udźwig podnośnika. Z powiększeniem masy przeciwwagi maksymalne obciążenie masztu nie wzrasta, a nawet niewiele się zmniejsza.



Prof. dr hab. inż. Yevhen KHARCHENKO – profesor nadzwyczajny Katedry Materiałów Funkcjonalnych i Nanotechnologii Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie.

W pracy naukowej zajmuje się problemami dynamiki i wytrzymałości maszyn.

Jest autorem i współautorem około 180 prac naukowych, w tym 2 monografii, opublikowanych w kraju i za granicą. Publikacje poświęcone problemom modelowania matematycznego procesów nieustalonych w układach napędowych, drgań konstrukcji nośnych oraz problemom diagnostyki maszyn i urządzeń.

6. LITERATURA

- [1] Вейц В. Л., Вербовой П. Ф., Кочура А. Е. и др. Динамика управляемого электромеханического привода с асинхронными двигателями. – Киев: Наук. думка, 1988. Str. 272.
- [2] Вейц В. Л., Кочура А. Е. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1976. Str. 383.
- [3] Волков Д. П., Каминская Д. А. Динамика электромеханических систем экскаваторов. М.: Машиностроение, 1971. Str. 384.
- [4] Иванченко Ф. К. Механика приводов технологических машин. – К.: Вища школа, 1986. Str. 152.
- [5] Каминский А. А., Бастун В. Н. Деформационное упрочнение и разрушение металлов при переменных процессах нагружения. – К.: Наук. думка, 1985. Str. 167.
- [6] Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1979. Str. 615.
- [7] Чабан В. И. Основы теории переходных процессов электромашинных систем. – Львов: Вища школа. Издво при Львов. ун-те, 1980. Str. 200.
- [8] Bobyr N. The Destroying and Damage Model of Metals Materials under Technological Loading // MECHANICS'98. Proceedings of the International Scientific Conference. Vol. 1. – Rzeszów: Rzeszów University of Technology, 1998. Str. 151–158.
- [9] Borkowski W., Konopka S., Prochowski L. Dynamika maszyn roboczych. – Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1996. Str. 363.
- [10] Kharchenko Ye. Analiza procesów dynamicznych w układach napędowych na bazie modeli nieliniowych ciągło-dyskretnych//Zeszyty naukowe politechniki Rzeszowskiej. – Nr. 59. Mechanika, z. 18. – Rzeszów, 1989. Str. 267–270.
- [11] Kharchenko Ye., Dendyuk T. Analysis of Vibroacoustics Activity of Electro-Mechanical Drive Systems//Ogólnopolska Konferencja Naukowodydaktychna "Teoria maszyn i mechanizmów". – Białystok-Białowieża. – 1996. Str. 133–138.
- [12] Morel J. Drgania maszyn i diagnostyka ich stanu technicznego. – Warszawa: Polskie Towarzystwo diagnostyki technicznej, 1992. Str. 373.
- [13] Tomczyk J. Modele dynamiczne elementów i układów napędów hydrostatycznych. – Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1999. Str. 229.



Mgr Stefan SOBKOWSKI – st. wykładowca w Zakładzie Edukacji Technicznej i Informatycznej Uniwersytetu -Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie. Prowadzi badania dotyczące problemów dynamiki i diagnostyki maszyn roboczych. W pracy naukowej

zajmuje się zagadnieniami analizy procesów przejściowych oraz praktycznym zastosowaniem analizy modalnej w celach diagnostycznych. Jest współautorem kilku artykułów naukowych.

42

Diagnostyka'35

IDENTYFIKACJA SIŁ ODDZIAŁYWANIA W UKŁADZIE KOŁO SZYNA METODĄ ODWRÓCONEGO FILTRU STRUKTURALNEGO

Krzysztof MENDROK

Akademia Górniczo – Hutnicza, Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, fax. 012 634 35 05, e-mail mendrok@agh.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono zastosowanie metody identyfikacyjnej do rekonstrukcji sił działających w układzie kontaktu koła i szyny. Metoda polega na estymacji współczynników filtru strukturalnego, który służy do wyliczania siły na podstawie rejestrowanych przebiegów przyspieszenia drgań. Badana metoda została zweryfikowana przy pomocy danych symulacyjnych pochodzących z prostego modelu o 7 stopniach swobody, a następnie przy pomocy danych eksperymentalnych. Przebiegi do weryfikacji były rejestrowane podczas jazd wagonu towarowego po torach o różnej jakości i z różnymi prędkościami. Zapisywano przebiegi czasowe sił układu koło - szyna oraz przyspieszenia drgań w wybranych punktach obiektu. Wyniki obu stopni weryfikacji zamieszczone w pracy potwierdzają skuteczność metody w zagadnieniach nieliniowych i niekolokacyjnych.

Słowa kluczowe: Identyfikacja sił, układ koło szyna, metody odwrotne.

LOAD IDENTYFICATION IN WHEEL RAIL SYSTEM WITH USE OF INVERSE STRUCTURAL FILTER METHOD

Summary

In the paper the identification method is used for rail wheel system load reconstruction. The method bases on structural filter coefficients identification. The filter, further is used for load estimation from the vibrations acceleration time histories. The tested method was verified with simulation data, obtained from simple 7 DOF model, and next with experimental data. Time histories used for verification were recorded during freight car running on the rails with different quality and with different speeds. Forces acting in the wheel rail system were stored as well as vibrations accelerations in selected object points. Results of both levels verification, presented in the paper, acknowledge the method efficiency in the nonlinear and non-colocated applications.

Keywords: Load identification, wheel rail system, inverse techniques.

1. WPROWADZENIE

Obciażenia oddziaływujace na konstrukcje w czasie jej eksploatacji powodują zużywanie się jej elementów. Bardzo istotne z punktu trwałości konstrukcji byłoby monitorowanie oraz sterowanie tymi obciążeniami tak, aby na bieżąco oceniać stopień zużycia lub mieć możliwość takiego sterowania obiektem, aby zużycie to było minimalne [1]. Według autorów jednym ze sposobów zużycia elementów konstrukcji, które może bvć monitorowane i ewentualnie sterowane, jest zużycie zmęczeniowe. Aby ocenić utratę trwałości lub sterować nią należy w pierwszej kolejności ocenić (zidentyfikować) obciążenie oddziaływujące na konstrukcję. W czasie eksploatacji większości konstrukcji bezpośredni pomiar sił obciążających jest niemożliwy lub technicznie bardzo trudny. Dlatego też opracowano metody identyfikacji obciążeń, które na podstawie pomiaru odpowiedzi układu umożliwiają ocenę obciążenia. Metody oceny obciążeń można podzielić na trzy grupy:

- metody oparte na zależnościach deterministycznych,
- metody oparte na zależnościach statystycznych,
- metody oparte na algorytmach inteligentnych.

Do pierwszej grupy należą metody oparte na algorytmach zagadnienia odwrotnego identyfikacji zdefiniowanego w następujący sposób; dany jest model obiektu dana jest odpowiedź układu należy wyznaczyć wymuszenie [4]. Zagadnienie to można rozwiązać zarówno w dziedzinie częstości, czasu jak i amplitud.

Do najczęściej stosowanych metod statystycznych należy zaliczyć metody oparte o analizę regresji [6]. Metody te polegają na identyfikacji parametrów modelu regresyjnego opisującego związek, bądź to pomiędzy wymuszeniem a odpowiedzią układu lub też pomiędzy parametrami procesu, a obciążeniami [5].

Metody oparte na algorytmach sztucznej inteligencji wykorzystywane są wtedy, gdy nie ma

DIAGNOSTYKA'35

MENDROK, Identyfikacja sił oddziaływania w układzie koło-szyna metodą odwróconego filtru ...

dostatecznej wiedzy na temat dynamiki obiektu by posłużyć się jego modelem deterministycznym, lub gdy model jest zbyt duży i nie nadaje się do obliczeń, zwłaszcza w czasie rzeczywistym. Przewagą metod opartych o algorytmy sztucznej inteligencji nad metodami bazującymi na modelach statystycznych jest ich większa przydatność do przypadków silnie nieliniowych. Również w przypadkach, obiekt gdy jest zbyt skomplikowany, aby mógł być dobrze opisany przez model regresyjny stosuje się algorytmy sztucznej inteligencji. Do najczęściej stosowanych metod z tej grupy zaliczyć należy identyfikację obciążeń przy pomocy sztucznych sieci neuronowych [6], [7], [8] i logiki rozmytej [8]. Stosowane sa też algorytmy genetyczne, głównie w połaczeniu z innymi metodami.

Zagadnienia identyfikacji sił powstających w kontakcie koło szyna mają ogromne znaczenie z punktu widzenia, zarówno bezpieczeństwa eksploatacji pojazdów szynowych, jak i kosztów remontów taboru kolejowego i sieci trakcyjnej. Poprawne zidentyfikowanie sił powstających podczas jazdy pociągu w kontakcie koło-szyna i monitorowanie tych sił pozwala na określenie stopnia zużycia pojazdów oraz szyn. To z kolei pozwala na dokładne ustalenie terminu napraw co zwiększa bezpieczeństwo i zmniejsza koszty eksploatacji. Należy jednocześnie podkreślić, że pomiar sił kontaktu koło - szyna w czasie normalnego użytkowania pojazdu szynowego jest zagadnieniem niezwykle trudnym z uwagi na dobór rodzaju i miejsca usytuowania czujników, sposób transmisji danych itp. Prostszy wydaje się być pomiar odpowiedzi układu w postaci np. przebiegów przyspieszenia drgań i na ich podstawie identyfikacja sił. Do takiej identyfikacji najlepiej nadają się metody statystyczne lub oparte na sztucznej inteligencji, z uwagi na wysoki stopień skomplikowania modelu oraz występujące w nim nieliniowości. Dodatkowym utrudnieniem jest niekolokacyjność układu koło - szyna, tzn. nie ma możliwości pomiaru odpowiedzi w punkcie działania sił. W pracy podjęto próbę identyfikacji sił kontaktu koło - szyna przy pomocy metody statystycznej zwanej metodą odwróconego filtru strukturalnego.

2. METODA ODWRÓCONEGO FILTRU STRUKTURALNEGO

Metoda odwróconego filtru strukturalnego nadaje się do identyfikacji sił w układach nieminimalnofazowych i niekolokacyjnych [2]. Z przypadkiem takim mamy do czynienia w zagadnieniach odtwarzania sił powstających w układzie koło - szyna. Wyliczenie siły przy pomocy odwrotnego filtru strukturalnego, realizowane jest przy pomocy wzoru:

$$u_{k} = \sum_{i=0}^{N_{r}-l} r_{i} \cdot y_{k-i+l}$$
(1)

W równaniu (1) u_k to k-ta próbka identyfikowanego wektora sił, v to wektor odpowiedzi, a r_i to *i*-ty współczynnik filtru. Rząd filtru określony jest przez N_r , a *l* oznacza wyprzedzenie filtru. Dla układów o wielu wejściach i wielu wyjściach współczynniki filtru r są macierzami o wymiarach $n_a x n_s$ (liczba wejść x liczba wyjść). Współczynniki te, to pseudoodwrotne parametru Markowa układu. Wyznaczenie ich wiąże się z koniecznością rozwiązania zagadnienia dekonwolucji. Jednym ze sposobów rozwiązania tego problemu jest przedstawienie go w postaci zagadnienia pseudoodwrotności macierzy. Aby to uczynić konieczne jest zestawienie współczynników filtru r w macierz R o wymiarach $n_{a}xN_{r}n_{s}$. Przy takiej reprezentacji filtru, splot danych wejściowych i wyjściowych przyjmuje formę równania:

$$R \cdot Y = U \tag{2}$$

Chcąc rozwiązać równanie (2) ze względu na R pojawia się problem pseudoinwersji macierzy Y.

$$R = U \cdot Y^+ \tag{3}$$

W powyższych równaniach U i Y zostały zestawione w następujący sposób:

$$Y = \begin{bmatrix} \widetilde{y}_0 & \widetilde{y}_0 & \cdots & \cdots & \widetilde{y}_{N_c-1} \\ 0 & \widetilde{y}_0 & \cdots & \cdots & \widetilde{y}_{N_c-2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & \widetilde{y}_0 & \cdots & \widetilde{y}_{N_c-N_r} \end{bmatrix}$$
(4)
$$U = \begin{bmatrix} 0 & \cdots & 0 & \widetilde{u}_0 & \widetilde{u}_1 & \cdots & \widetilde{u}_{N_r-l-1} \end{bmatrix}$$
(5)

Liczba elementów zerowych na początku macierzy U równa jest wartości wyprzedzenia l. Każdy z elementów macierzy U i Y składa się z próbek zarejestrowanych w czasie różnych eksperymentów. można je dalej rozpisać:

$$\widetilde{y}_{i} = \begin{bmatrix} y_{i}^{1} & y_{i}^{2} & \cdots & y_{i}^{n_{\exp}} \end{bmatrix}$$

$$\widetilde{u}_{i} = \begin{bmatrix} u_{i}^{1} & u_{i}^{2} & \cdots & u_{i}^{n_{\exp}} \end{bmatrix}$$
(6)

Analiza wzoru (2) i kolejnych wykazuje, że istnieje $(n_aN_R)*n_{exp}$ równań i $n_a*(N_Rn_s)$ niewiadomych. Wynika z tego, iż liczba eksperymentów n_{exp} wzięta do obliczeń musi być nie mniejsza od liczby wejść n_a , aby rozwiązanie było jednoznaczne. Aby obliczyć macierz pseudoodwrotną do macierzy Y, wykorzystano metodę rozkładu macierzy na wartości szczególne, przy czym do obliczeń brane były tylko te wartości szczególne, których wartość przekraczała pewien zadany próg. Technika ta zwana jest TSVD (z ang. Truncated Singular Value Decomposition) [3].

3. WERYFIKACJA SYMULACYJNA

Poprawność działania opisanej metody pomocy sprawdzono najpierw danych przy wygenerowanych na drodze symulacji utworzonego modelu. Posłużono się modelem o siedmiu stopniach swobody. Sposób połączenia mas układu pokazano na rysunku 1. Parametry fizyczne przyjęte dla modelu zestawiono w tabeli 1. Przyjęto następująca notacje: wartość sztywności miedzy masami i i j k_{ij} , wartość tłumienia między masami i i $j - c_{ij}$.



Rys. 1. Schemat układu zbudowanego na potrzeby symulacji

Tabela 1. Zestawienie parametrów układu zbudowanego na potrzeby symulacji

Masy skupione	$m_1 = 5; m_2 = 1; m_3 = 1; m_4 = 1;$
[kg]	$m_5 = 4; m_6 = 2; m_7 = 2;$
Współczynniki	$c_{01} = 12; c_{12} = 5; c_{13} = 5; c_{14} = 5;$
tłumienia	$c_{25} = 5; c_{35} = 5; c_{45} = 5; c_{56} = 9;$
[Ns/m]	$c_{57} = 9;$
Współczynniki	$k_{01} = 80000; k_{12} = 15000; k_{13} =$
sztywności	15000; $k_{14} = 15000$; $k_{25} =$
[N/m]	14800;
	$k_{35} = 15000; _{k45} = 15000; _{k56} =$
	$28000; _{k57} = 28000;$

Dane do weryfikacji metody generowano przykładajac wymuszenie do masy m₃ i symulujac postaci odpowiedź na wymuszenie to w przyspieszenia wszystkich układu. mas Przeprowadzono sześć tego typu symulacji stosując różne wymuszenia: funkcje harmoniczne, sumy kilku funkcji harmonicznych, sumy funkcji harmonicznych z szumem. Do identyfikacji współczynników filtru wykorzystano przebiegi przyspieszenia drgań mas modelu z wyjątkiem masy m₃, aby zapewnić niekolokacyjność układu. Do wyliczania siły dla tak przygotowanych danych symulacyjnych zastosowano następujące parametry procedury identyfikacyjnej:

- liczba wymuszeń *na*=1,
- liczba odpowiedzi ns=6,
- rząd filtru Nr=100,
- liczba eksperymentów nexp=6,
- wyprzedzenie filtru *l*=30,

Zarówno rząd filtru N_r jaki i jego wyprzedzenie ldobrano empirycznie na drodze kilku prób. Rząd N_r zmieniano od 20 w górę aż do osiągnięcia zadowalającego efektu. Dalsze zwiekszanie rozmiaru filtru dla przyjętego układu nie przynosiło poprawy jakości identyfikacji. Wartość wyprzedzenia l zmieniano od 10 do 50 co 10. Przyjęta wartość 30 dawała najlepsze wyniki. Odwrócony filtr strukturalny zidentyfikowany dla opisanego układu symulacyjnego i zebranych powyżej parametrów został następnie wykorzystany do wyliczania sił na podstawie przebiegów przyspieszeń drgań. Na rysunku 2 przedstawiono porównanie przebiegu czasowego siły przyłożonej (linia gruba) i wyliczonej (linia cienka). Na rysunku 3 pokazano przebieg różnicy obu sygnałów.



Rys. 2. Porównanie przebiegu czasowego siły przyłożonej (linia gruba) i zidentyfikowanej (linia cienka)



Rys. 3. Przebieg różnicy sił zadanej i obliczonej

MENDROK, Identyfikacja sił oddziaływania w układzie koło-szyna metodą odwróconego filtru ...

Rozważana siła miała charakter sumy dwóch sinusów o różnej częstotliwości i amplitudzie. Wartość współczynnika korelacji policzonego między oboma przebiegami wynosi 0,99. Wartość błędu względnego nie przekroczyła 0,5 %.

4. ZASTOSOWANIE METODY DO IDENTYFIKACJI SIŁ KONTAKTU KOŁO - SZYNA

Zweryfikowaną metodę odwróconego filtru strukturalnego zastosowano do identyfikacji sił powstających w układzie kontaktu koło - szyna. Przedmiotem badań był samowyładowczy wagon towarowy serii Fals, typu 665 4 011-4. Badaniom poddano wagon w stanie próżnym. Rysunek 3 przedstawia zdjęcie wagonu typu 665 4 011-4 przygotowanego do badań.



Rys. 3. Wagon Fals, typu 665 4 011-4

Na rysunku 4 pokazano umiejscowienie akcelerometrów na maźnicach badanego wagonu.



Rys. 4. Pomiar przyspieszenia drgań na maźnicy drugiego zestawu pierwszego wózka.

W czasie jazd rejestrowano przebiegi czasowe:

- siła pionowa, działająca na styku koło-szyna, zestaw pierwszy, prawa strona [kN],
- siła poprzeczna, działająca na styku koło-szyna, zestaw pierwszy, prawa strona [kN],

- przyspieszenie pionowe, maźnica, zestaw pierwszy, strona prawa [m/s²],
- przyspieszenie pionowe, maźnica, zestaw pierwszy, strona lewa [m/s²],
- przyspieszenie poprzeczne, maźnica, zestaw pierwszy, strona prawa [m/s²],
- przyspieszenie poprzeczne, maźnica, zestaw pierwszy, strona lewa [m/s²],
- przyspieszenie poprzeczne, rama pierwszego wózka nad pierwszym zestawem [m/s²],
- przyspieszenie poprzeczne, rama pierwszego wózka nad drugim zestawem [m/s²],
- prędkość jazdy wagonu [km/h].

Pomiar sił w czasie jazd realizowany był pośrednio. Mierzono, przy pomocy układu tensometrów odkształcenia osi zestawów, a na ich podstawie wyliczano momenty gnące. Momenty te były następnie przeliczane na siły kontaktu układu koło szyna. Tak zmierzone siły były następnie wykorzystane do porównania z wartościami wyliczonymi przy pomocy testowanej metody. Zarejestrowano osiem zestawów danych różnymi odpowiadających ośmiu jazdom z prędkościami po torach o różnej jakości. Czas trwania każdej z rejestracji wynosił około 20 s. Częstotliwość próbkowania ustalono na 150 Hz. Zastosowano następujące parametry procedury identyfikacyjnej:

- liczba wymuszeń *na*=2,
- liczba odpowiedzi ns=6,
- rząd filtru Nr=400,
- liczba eksperymentów *nexp*=8,
- wyprzedzenie filtru *l*=30.

Podobnie jak dla modelu symulacyjnego rząd filtru N_r oraz jego wyprzedzenie l dobrano empirycznie. Rząd N_r zmieniano od 200 w górę. Wzrost rzędu filtru powodował znaczne wydłużenie czasu obliczeń. Było to wynikiem konieczności pseudoinwersji macierzy Y. Dla zarejestrowanych danych wartością, przy której siły były identyfikowane zadowalająco było Nr = 400. Wartość wyprzedzenia l zmieniano od 10 do 100 co 10. Również w tym przypadku wartość 30 dawała najlepsze wyniki. Odwrócony filtr strukturalny zidentyfikowany dla danych z eksperymentu rzeczywistego z zebranymi powyżej parametrami został następnie wykorzystany do wyliczania sił na podstawie przebiegów przyspieszeń drgań. Na rysunku 5 przedstawiono porównanie przebiegu czasowego zmierzonej siły poprzecznej, działającej na styku koło-szyna w zestawie pierwszym po prawej stronie (kolor niebieski) i tej samej siły wyliczonej metoda odwróconego filtru strukturalnego (kolor czerwony). Na rysunku 6 przedstawiono analogiczne porównanie dla siły pionowej działającej na styku koło - szyna w zestawie pierwszym po prawej stronie. Jako kryterium porównawcze przebiegów zmierzonych i zidentyfikowanych przyjęto współczynnik korelacji liczony między nimi oraz wartość średniokwadratową. Otrzymane wyniki

przedstawiono w tabelach 2 i 3.

Tabela 2. Zestawienie współczynników korelacji pomiędzy siłami zidentyfikowanymi i zmierzonymi

Cilo	Wsp korelacji			
Sila	bez filtracji	po filtracji		
Siła poprzeczna prawa	0.71	0.83		
Siła pionowa prawa	0.43	0.59		

Tabela 3. Zestawienie średniokwadratowych wartości sił zmierzonych i zidentyfikowanych

Sile	Wartość średniokwadratowa					
511a	zmierzona	bez filtracji	po filtracji			
poprzeczna prawa	0,0442	0,0963	0,0619			
pionowa prawa	0,1561	0,2320	0,1876			



Rys. 5. Porównanie przebiegu czasowego siły poprzecznej zmierzonej (linia gruba) i zidentyfikowanej (linia cienka)



Rys. 6. Porównanie przebiegu czasowego siły pionowej zmierzonej (linia gruba) i zidentyfikowanej (linia cienka)

Porównanie przebiegów zmierzonych i zidentyfikowanych ujawnia ich podobieństwo. Przebiegi zidentyfikowane są jednak mocno zakłócone. Zakłócenia te pojawiają się w częstotliwościach wyższych niż najwyższa składowa harmoniczna estymowanego sygnału. Dlatego zidentyfikowane przebiegi sił zostały nastepnie przefiltrowane filtrem dolnoprzepustowym o częstotliwości odciecia równej 70 Hz. Zabieg ten znacznie poprawił podobieństwo estymowanych sił w stosunku do wartości sił zarejestrowanych podczas jazd wagonu. Na rysunkach 7 i 8 pokazano porównanie sił zmierzonych (linia gruba) i zidentyfikowanych, z filtracją dolnoprzepustową (linia cienka).



Rys. 7. Porównanie przebiegu czasowego siły poprzecznej zmierzonej (linia gruba) i zidentyfikowanej, przefiltrowanej (linia cienka)



Rys. 8. Porównanie przebiegu czasowego siły pionowej zmierzonej (linia gruba) i zidentyfikowanej, przefiltrowanej (linia cienka)

Wyniki porównania sił zmierzonych i zidentyfikowanych zawarte w tabelach 2 i 3 pokazują, że filtracja dolnoprzepustowa poprawiła jakość identyfikacji o około 15%.

MENDROK, Identyfikacja sił oddziaływania w układzie koło-szyna metodą odwróconego filtru ...

5. UWAGI KOŃCOWE

Metoda odwróconego filtru strukturalnego została opracowana z myślą o identyfikacji sił działających w układach nieminimalnofazowych i niekolokacyjnych, czyli takich, gdzie model odwrotny jest niestabilny. Właśnie taki układ analizowany był w pracy. Przeprowadzona przy pomocy opisanej metody identyfikacja sił kontaktu w układzie koło - szyna przyniosła pozytywne rezultaty. Współczynniki korelacji liczone pomiędzy przebiegami zmierzonymi i zidentyfikowanymi oscylowały w granicach 0,6, przy czym lepiej identyfikowała się siła poprzeczna. Jakość estymacji poprawiono stosujac filtracje dolnoprzepustowa. Częstotliwość odcięcia filtru ustawiono nieco poniżej maksymalnej częstotliwości zawartej w sygnale zmierzonym.

Autor dziękuje Komitetowi Badań Naukowych za finansowanie badań w ramach projektu badawczego nr 4T12C05226.

LITERATURA

- Uhl T., Współczesne trendy rozwojowe systemów monitorowania i diagnozowania maszyn, PAK, no.4, 1999.
- [2]. Stelzner D. A., Kammer D. C., Input force estimation using an inverse structural filter, Proceedings of 17th IMAC, Orlando, Florida, USA, 1999.
- [3]. Kiełbasiński A., Schwetlicki H., *Numeryczna algebra liniowa*, WNT Warszawa 1992.
- [4]. Gladwell M. L. G., Inverse problems in vibration, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Netherlands, 2004.

- [5]. Zion L, Predicting fatigue loads using regression diagnostics, Proceedings of The American Helicopter Society Annual Forum, Washington D.C., 1994.
- [6]. Haas D.J., Milano J., Flitter L., Prediction of Helicopter Component Loads Using Neural Networks, Journal of the American Helicopter Society, no.1, 1995
- [7]. Góral G., Uhl T., Ocena obciążeń konstrukcji na podstawie pomiarów eksploatacyjnych, V Konferencja Naukowa - Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn, Wrocław – Szklarska Poręba 2001.
- [8]. Góral G., Bydoń S., Uhl T., Zastosowanie sieci neuronowych i logiki rozmytej do oceny obciążeń konstrukcji na podstawie pomiarów eksploatacyjnych, Machine Dynamics Problems, Vol. 26, No 2/3, 2002

Dr inż. Krzysztof MENDROK Jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademii Górniczo - Hutniczej w Krakowie. Jego zainteresowania skupiają się na zagadnieniach dynamiki strukturalnej, a zwłaszcza na algorytmach analizy



modalnej i analizy dróg rozchodzenia się energii drgań w konstrukcjach. Zajmuje się wykorzystaniem tych metod do wykrywania uszkodzeń. Jest autorem prac podejmujących tę tematykę

KONCEPCJA MONITOROWANIA I DIAGNOSTYKI MASZYN WIRUJĄCYCH MAŁEJ I ŚREDNIEJ MOCY

Tomasz BARSZCZ

Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, fax. (012)6343505, tbarszcz@agh.edu.pl

Streszczenie

Artykuł przedstawia propozycję nadzoru diagnostycznego nad maszynami wirującymi małej i średniej mocy, zwanymi tu również maszynami pomocniczymi. Głównym obiektem zainteresowania są maszyny ułożyskowane tocznie o mocach od kilkudziesięciu kW do kilku MW. W pierwszej części przedstawiono uwarunkowania pod kątem diagnostyki, odnoszące się do tej grupy obiektów, a następnie określono zadania monitorowania. W kolejnej części zaprezentowano koncepcję diagnozowania obiektów. Została ona oparta na doborze częstotliwości charakterystycznych układu oraz na dopasowaniu poziomów ostrzeżeń do rzeczywistych danych, przechowywanych w bazie. Istotną częścią prezentowanej koncepcji jest automatyzacja procesu konfiguracji. Artykuł zakończono opisem możliwości zastosowań, m. in. w energetyce i transporcie. Dodatkowo zaproponowano możliwości usprawnień eksploatacyjnych.

Słowa kluczowe: maszyny pomocnicze, monitoring, diagnostyka, drgania.

CONCEPT OF MONITORING AND DIAGNOSTICS OF SMALL AND MEDIUM POWER ROTATING MACHINERY

Summary

The paper presents proposal for monitoring and diagnostics of small and medium power rotating machinery, referred to also as auxiliary machinery. Main point of interest are machines with rolling bearings of power between few tens of kW to few MW. The first part presents characteristics of machinery from diagnostics point of view and requirements for monitoring. Next part contains concept of diagnostics for this machines. It is based on selection of characteristic frequencies of the object and tuning of alert levels based on real data, stored in the database. Important part of this concept is automation of this process. The paper ends with proposals of applications, e.g. in power generation and transport. It also contains several ideas, which can improve practical implementation.

Keywords: auxiliary machinery, monitoring, diagnostics, vibration.

1. WPROWADZENIE

Korzyści płynące z zastosowań diagnostyki maszyn są coraz lepiej rozumiane nie tylko przez środowisko naukowe, ale również przez użytkowników maszyn. Do lat 80-tych stosowano jedynie systemy zabezpieczeń. Korzystały one często z sygnałów drgań, ale nadzorowano tylko jeden parametr sygnału, najczęściej wartość skuteczną albo amplitudę międzyszczytową. W ten sposób zabezpieczano tzw. maszyny krytyczne, których awaria może spowodować zagrożenie życia ludzkiego bądź przerwanie procesu produkcyjnego.

W latach 80-tych pojawiły się mikroprocesorowe systemy monitorowania, które wyposażane były w coraz bardziej rozbudowane funkcje diagnostyczne. Z uwagi na bardzo wysoki koszt instalowano je głównie dla najdroższych obiektów, takich jak np. samoloty, turbozespoły energetyczne. Przede wszystkim systemy te umożliwiały akwizycję przebiegu sygnałów drgań z dużo większą częstotliwością próbkowania, rzędu kilku kiloherców [1]. Niektóre z tych systemów oferowały znacznie rozbudowane funkcje, łącznie ze współpracującymi z nimi systemami ekspertowymi [np. 5].

W następnych latach, głównie na skutek ciągłego spadku cen elektroniki (w tym głównie komputerów) i jednoczesnego poprawiania się ich parametrów technicznych (wydajność procesorów, pojemność pamięci) uzasadnione ekonomicznie stało się stosowanie tych systemów również do maszyn niekrytycznych. Rozszerzanie grup maszyn objętych systemami monitorowania i diagnostyki spowodowało konieczność zmian w podejściu do użytkownika. Systemy stosowane do maszyn krytycznych z reguły są instalowane w zakładach posiadających własne służby diagnostyczne. Systemy przeznaczone do pozostałych maszyn powinny brać pod uwagę łatwość konfigurowania

BARSZCZ, Koncepcja monitorowania i diagnostyki maszyn wirujących małej i średniej mocy

oraz obsługę przez osoby bez doświadczenia diagnostycznego. Coraz częściej nadzór jest diagnostyczny realizowany przez wyspecjalizowane zespoły (bądź firmy), które świadczą usługi na rzecz wielu przedsiębiorstw. W takim przypadku bardzo istotnym wymaganiem co do systemu diagnostycznego stają się cechy automatycznego powiadamiania o wykrytych niesprawnościach oraz możliwość efektywnego zdalnego dostępu do systemu. W niniejszej pracy przedyskutowano wymagania co do takiego a także zaproponowano niektóre systemu, rozwiązania realizacyjne.

2. CHARAKTERYSTYKA MAŁYCH I ŚREDNICH MASZYN

Maszyny, będące przedmiotem oceny stanu technicznego, typowo klasyfikowane są na cztery grupy, różniące się zakresem stosowanych narzędzi monitorowania i diagnostyki. Poniżej podano charakterystykę poszczególnych grup (np. w [17]).

Tab.1. Charakterystyka grup maszyn						
Typ maszyn	Charakterystyka					
Krytyczne	Kluczowe dla procesu					
	Bardzo wysokie koszty remontu					
	Możliwe nagłe awarie					
	Koszty awarii są bardzo wysokie					
	(życie i zdrowie, znaczna wartość					
	utraconej produkcji)					
Pomocnicze	Istotne dla procesu (w niektórych					
	instalacjach również kluczowe)					
	Średnie koszty remontu					
	Nagłe awarie mało prawdopodobne,					
	z reguły poprzedzone zmianą w					
	działaniu					
	Koszty awarii są wysokie					
Ogólnego	Nie mają bezpośredniego wpływu na					
przeznaczenia	proces lub mają wpływ mały					
	Niewielkie koszty remontu					
	Nagłe awarie mało prawdopodobne,					
	z reguły poprzedzone zmianą w					
	działaniu					
	Koszty awarii są średnie lub niskie					
	(często jednak z uwagi na dużą					
	liczbę tego typu maszyn znaczny jest					
	łączny koszt obsługi)					
Pozostałe	Niezwiązane z procesem					
	Niskie koszty remontu i ew.					
	wymiany					
	Koszty monitorowania są					
	porownywalne lub wyższe od					
	kosztów remontu/ wymiany					

Maszyny pomocnicze (określane tu też jako maszyny małe i średnie) są stosowane bardzo często. Z uwagi na podstawowe różnice pomiędzy nimi a maszynami krytycznymi – z jednej strony – i pozostałymi maszynami – z drugiej strony, wymagają one innego podejścia do koncepcji monitorowania i diagnostyki.

Szczególnie istotne są różnice pomiędzy maszynami tej klasy a typowymi maszynami krytycznymi, na których instalowane są systemy ciągłego monitorowania, tj. turbozespołami energetycznymi. Charakterystyczne dla tej klasy maszyn jest posiadanie kilku wałów, połączonych przekładniami zębatymi. Wały te mają różne prędkości obrotowe, które mogą mieć bardzo różne wartości od bardzo małych, rzędu kilkunastu rpm (np. wały główne elektrowni wiatrowych) aż do kilkunastu tysięcy rpm (np. szybkoobrotowe turbiny).

Z uwagi na ograniczenia w kosztach instalacji nie dla wszystkich maszyn stosowane są czujniki znacznika fazy, w związku z czym dla niektórych punktów pomiarowych informacja o fazie nie jest dostępna. Z drugiej jednak strony nie jest ona aż tak istotna, jak w przypadku dużych maszyn ułożyskowanych ślizgowo.

zastosowania przekładni Oprócz inną charakterystyczną cechą jest stosowanie łożysk tocznych. W porównaniu z łożyskami ślizgowymi charakteryzują się one małym wpływem prędkości obrotowej na opory ruchu, mniejszymi oporami podczas rozruchu, większą sztywnością i nośnością oraz niskim kosztem. Z drugiej strony zastosowanie przekładni i łożysk tocznych skutkuje w zupełnie charakterystyce częstotliwościowej innej tak ułożyskowanych maszyn. Sygnały drgań mają dużo większy zakres częstotliwości. Sygnał drgań ma użyteczne pasmo aż do kilku, a czasami nawet kilkunastu kiloherców. Jako czujniki drgań w ogromnej większości stosowane są akcelerometry, montowane na korpusie.

Inne sa też problemy techniczne spotykane w czasie oceny stanu technicznego [np. 10, 16]. Bardzo często są to niesprawności właśnie przekładni i łożysk. Rzadko są to uszkodzenia o charakterze nagłym (choć i takie są spotykane), najczęściej jednak są to rozwijające się stosunkowo powoli uszkodzenia zębów przekładni albo uszkodzenia bieżni, bądź elementów tocznych łożysk. Powstające uszkodzenia powodują rozpraszanie większej ilości energii na procesy resztkowe, którymi są głównie drgania oraz hałas. Procesy te sa źródłem dodatkowych składowych w sygnale drgań. Pomiar wartości tych składowych jest wskaźnikiem uszkodzenia elementu maszyny. Częstotliwości składowych zależą od prędkości obrotowei maszyny. Poniżej przedstawiono czestotliwości charakterystyczne najczęściej spotykanych elementów maszyn [4, 12].

Dla przekładni równoległych: częstotliwość wału,

$$f = f_r \tag{1}$$

częstotliwość zazębiania,

$$f_z = f_{r1} z_1 = f_{r2} z_2 \tag{2}$$

Dla łożysk tocznych:

częstotliwość wału,

$$f = f_r \tag{3}$$

częstotliwość bieżni wewnętrznej,

1

$$f = \frac{n}{2} f_r \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \tag{4}$$

częstotliwość bieżni zewnętrznej,

$$f = \frac{n}{2} f_r \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \tag{5}$$

częstotliwość pojedynczego elementu tocznego,

$$f = \frac{D}{d} f_r \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cos^2 \alpha \right)$$
(6)

częstotliwość koszyka,

$$f = \frac{1}{2} f_r \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right), \tag{7}$$

gdzie:

 f_r – prędkość obrotowa wału [Hz],

z – liczba zębów,

α – kąt działania łożyska,

- D średnica podziałowa łożyska,
- d średnica elementu tocznego,

n – liczba elementów tocznych.

Jako częstotliwości charakterystyczne stosuje się również harmoniczne (najczęściej 2. i 3.) niektórych powyżej podanych częstotliwości, szczególnie częstotliwości obrotowe wału i częstotliwości zazebiania. Należy zauważyć, też że w przekładniach, których W rozwijaja sie uszkodzenia, składowa harmoniczna odpowiadająca czestotliwości zazębiania jest modulowana częstotliwościach równych sygnałami 0 prędkościom obrotowym wału. Powoduje to powstawanie wstęg bocznych w widmie sygnału drganiowego. Zjawisko to powinno być również monitorowane.

Jak przedstawiono powyżej, częstotliwości charakterystyczne zależą od prędkości obrotowej wału. Maszyny pomocnicze w wielu przypadkach pracują ze zmienną prędkością obrotową. Ma to wpływ na określanie właściwych estymat sygnałów drganiowych, ponieważ w przypadku zmiennej prędkości obrotowej nie są skuteczne metody oparte widmie wyznaczanym w dziedzinie na częstotliwości. Konieczne jest stosowanie analizy w dziedzinie rzędów (ang. order tracking) [15]. Do przeprowadzenia takiej analizy konieczna jest informacja o fazie sygnałów. Uzyskuje się ją poprzez dodanie co najmniej jednego czujnika, tzw. znacznika fazy, który generuje impuls raz na jeden obrót wału. Do niedawna do analizy w dziedzinie rzędów stosowano filtry pasmowe, badź specjalizowane układy sterowania próbkowaniem sygnałów drganiowych. Ostatnio proponowane są algorytmy cyfrowego resamplingu sygnałów drgań [np. 2], dzięki którym możliwe jest uproszczenie układów wibrodiagnostyki.

Należy tu dodać, że nawet w przypadku maszyn pracujących ze stałą roboczą prędkością obrotową konieczna jest analiza ich rozbiegów i wybiegów. Aby uniknąć rozmywania prążków widmowych konieczne jest więc stosowanie analizy w dziedzinie rzędów. Z drugiej jednak strony niektóre elementy maszyny generują sygnały drganiowe o stałej częstotliwości (np. rezonanse części nieruchomych). Tak więc system powinien umożliwiać generowanie estymat z widma wyznaczanego w obu dziedzinach.

W przedsiębiorstwach często znajduje się duża liczba maszyn wirujących, a ich nadzorem zajmuje się – jak już wspomniano wcześniej – mała grupa diagnostów, często o niewielkim doświadczeniu diagnostycznym. Wynika stąd potrzeba, aby metody diagnostyczne były jak najprostsze i dawały przejrzyste wyniki. Użytkownik musi rozumieć znaczenie określanych estymat i konsekwencje przekroczenia przez daną estymatę wartości granicznej. Przedstawione powyżej propozycje estymat spełniają powyższe wymagania.

3. ZADANIA MONITOROWANIA

Systemy nadzoru maszyn nazywane są często systemami monitorowania i diagnostyki. Pojęcia te są różnie rozumiane przez różnych autorów. Dyskusję tego zagadnienia, (łącznie z innym często spotykanym podziałem metod na metody detekcji i lokalizacji uszkodzeń) można znaleźć np. w [13]. Najczęściej jednak zadania monitorowania obejmuja akwizycję sygnałów z czujników drgań oraz algorytmów, w wyniku działanie których otrzymywane sa wartości określające pewne cechy sygnałów, określane jako najczęściej jako cechy (niem. Merkmalen) [np. 12], bądź estymaty [np. 4] sygnału drganiowego.

Zadania diagnostyki z kolei mają na celu wykrycie uszkodzeń maszyn. Najczęstszą metodą jest porównanie wartości otrzymywanej w wyniku działania algorytmów monitorowania z wartościami odniesienia. W niektórych przypadkach algorytm ten jest bardzo skomplikowany i bazuje na np. modelu analitycznym, bądź modelu wyznaczanym za pomocą sieci neuronowych. Przegląd takich metod można znaleźć np. w [6, 11, 13].

W niniejszym punkcie przedstawione zostaną metody monitorowania maszyn. Propozycję koncepcji struktury systemu monitorowania przedstawia rysunek 1.

Źródłem danych dla monitorowania sa umieszczone na maszynie czujniki. Dzielone są one na dwie grupy: czujniki sygnałów drganiowych (bądź, w ogólniejszym przypadku dynamicznych) – w skład tej grupy wchodzą również czujniki czujniki sygnałów znacznika fazy, oraz procesowych (określanych także jako wolnozmienne). Grupy te różnią się częstotliwością

BARSZCZ, Koncepcja monitorowania i diagnostyki maszyn wirujących małej i średniej mocy

próbkowania, która dla sygnałów procesowych jest rzędu 1Hz, a dla dynamicznych – w granicach kilkuset Hz do kilkudziesięciu kHz.



Rys. 1. Schemat koncepcji monitorowania

Do pomiaru drgań maszyn stosuje się czujniki przemieszczenia, prędkości albo przyspieszenia drgań. W maszynach pomocniczych najczęściej stosowanymi czujnikami drgań są akcelerometry, z uwagi na wymagania montażowe, duży zakres mierzonych częstotliwości i małe wymiary. Najczęściej spotykanym typem wyjścia jest ICP. Czujniki te wymagają przetworników, które zamieniają sygnał z czujnika na sygnał dostosowany do karty pomiarowej. Najczęściej wyjście przetwornika jest w standardzie ±10V bądź 4..20mA.

Sygnał z przetwornika musi zostać podany na filtr antyaliasingowy, a następnie jest próbkowany przez przetwornik analogowo-cyfrowy (ADC). Zgodnie z twierdzeniem Shanonna sygnał musi być próbkowany z częstotliwością równą co najmniej zawartej dwukrotności w nim najwyższej częstotliwości. W praktyce stosowane są częstotliwości próbkowania od kilkuset Hz do kilkudziesięciu kHz.

Spróbkowany sygnał musi zostać przetworzony, aby można było na jego podstawie wnioskować o stanie technicznym maszyny. Parametry otrzymane z sygnału drganiowego są nazywane estymatami. Poniżej zostaną omówione wybrane, najczęściej stosowane estymaty. Należy tu również dodać, że spróbkowany sygnał drgań (surowy) zajmuje bardzo dużo pamięci operacyjnej i nie może być stosowany do śledzenia historii pracy maszyny. Najczęściej rejestrowane w bazie są tylko wybrane surowe dane.

Najprostszymi estymatami są takie, które niosą informację o podstawowych parametrach sygnału. Pozwalają one na wstępną ocenę jakościową stanu technicznego. Poniżej przedstawiono wybrane, często spotykane estymaty [3]:

wartość skuteczna (ang. root mean square),

$$u_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{0}^{T} u^{2}(t) dt}$$
(8)

wartość szczytowa (ang. zero peak),

$$u_{zp} = \max_{0 < t < T} |u(t)| \tag{9}$$

wartość międzyszczytowa (ang. peak peak),

$$u_{pp} = \max_{0 < t < T} (u(t)) - \min_{0 < t < T} (u(t))$$
(10)

współczynnik szczytu (ang. crest factor)

$$C = \frac{u_{zp}}{u_{rms}} \tag{11}$$

Aby wykorzystać wiedzę o związku uszkodzeń podzespołów mechanicznych z częstotliwościami charakterystycznymi potrzebne jest zastosowanie estymat dokładniejszych, odpowiadających uszkodzeniom wybranych elementów obiektu. Ponieważ częstotliwości odpowiadające tvm uszkodzeniom mogą być bardzo bliskie, potrzebna jest bardzo wysoka rozdzielczość widma. W konsekwencji najczęściej stosowana jest analiza wąskopasmowa. Nie jest spotykana analiza oktawowa ani tercjowa. Rozdzielczość widma zależy bezpośrednio od czasu zbierania wszystkich próbek do analizy, co powoduje wydłużanie czasu próbkowania (najczęściej poprzez zwiększanie liczby próbek przy zachowaniu odpowiedniej częstotliwości próbkowania). Najczęściej stosuje się czasy od kilkuset milisekund do kilkudziesięciu sekund, co pozwala na uzyskanie widma o rozdzielczości w zakresie ok. 2Hz ... 0.01Hz.

Analiza wąskopasmowa przeprowadzana jest przy użyciu szybkiej transformaty Fouriera (FFT). Z otrzymanego widma wyznaczane są wartości energii dla częstotliwości charakterystycznych danego obiektu. Ponieważ, jak wspomniano wcześniej, potrzebne jest zarówno przeprowadzanie analiz w dziedzinie częstotliwości, jak i w dziedzinie rzędów, konieczne jest bądź próbkowanie sygnałów drgań synchronicznie z obrotami wału, bądź zastosowanie algorytmów resamplingu [2].

W przypadku, gdy sygnał użyteczny moduluje sygnał o dużo wyższej częstotliwości nie niosący informacji diagnostycznej konieczne jest dodatkowe

BARSZCZ, Koncepcja monitorowania i diagnostyki maszyn wirujących małej i średniej mocy

przetworzenie sygnału. Najczęstszym przypadkiem jest śledzenie rozwoju uszkodzeń bieżni łożysk tocznych, gdzie uderzenia elementów tocznych o ubytek w bieżni powoduje cykliczne wzbudzanie rezonansów strukturalnych łożyska. Dla potrzeb diagnostyki łożyska istotna jest znajomość nie samych rezonansów strukturalnych, a ich częstości występowania. Dodatkowym utrudnieniem jest fakt, że rezonanse te mają mały poziom sygnału w porównaniu do innych składowych tego sygnału. Zaproponowano liczne metody wykrywania tego typu uszkodzeń [np. 12, 14, 18]. Jedną z nich, jednocześnie prostą i skuteczną jest metoda analizy obwiedni sygnału (ang. envelope). Aby usunąć większość nieistotnych w tej analizie składowych poddawanv sygnał naipierw jest filtracii górnoprzepustowej stosunkowo 0 wysokiej częstotliwości odcięcia, a następnie wyznaczana jest obwiednia sygnału. Obwiednia może bvć wyznaczana bądź przy użyciu transformaty Hilberta, bądź przez uśrednienie i filtrację dolnoprzepustową sygnału. Otrzymany sygnał obwiedni jest analizowany rzędów, W dziedzinie badź częstotliwości, jak opisano powyżej.

4. ZADANIA DIAGNOSTYKI

paragrafie W poprzednim omówiono wyznaczanie wartości estymat sygnałów drganiowych. W niniejszym omówione zostaną metody diagnostyki. Najczęściej spotykaną metodą diagnozowania stanu technicznego maszyny jest porównywanie estymat z ich wartościami odniesienia, określanymi jako referencyjne. Często metoda ta jest nazywana generacją residuów [np. 13].

Charakter pracy maszyny najczęściej zależy od pewnych parametrów. Podstawowe zbiory punktów pracy nazywane są stanami. Stany maszyny zależą od głównych zmiennych stanu obiektu. Najczęściej tymi zmiennymi są prędkość obrotowa, moc, temperatury itp. Przykładowo, maszyna może mieć zdefiniowane następujące stany:

- postój
- rozbieg
- moc mała
- moc wysoka



Nie tylko estymaty, ale także ich wartości referencyjne zależą silnie od stanu. W ogólnym

przypadku możliwe jest opracowanie algorytmu, który będzie działał dla wszystkich punktów pracy obiektu. Jest to inne przedstawienie metody diagnostyki opartej na modelu. W podejściu tym w ogólnym przypadku wartości residuów są otrzymywane jako różnica pomiędzy wyjściami obiektu a wyjściami modelu, jak przedstawiono na rysunku 2.

Zaproponowano wiele metod modelowania, w szczególności metody oparte o równania fizyczne, transmitancje, równania stanu, obserwatory, a także modele oparte o sieci neuronowe. Jednakże opracowanie takiego modelu, a szczególnie jego dostrojenie do obiektu, jest bardzo pracochłonne i w konsekwencji zbyt kosztowne.

Możliwe jest jednak podejście znacznie uproszczone. Jeżeli opracowanie estymat i residuów będziemy wykonywać tylko dla wybranych, najczęściej występujących lub najbardziej charakterystycznych stanów maszyny, możliwe jest zastosowanie dużo prostszych metod wyznaczania residuów. Najprostszymi wariantami są residua, dla których model ma postać funkcji stopnia zerowego, czyli wartości stałej.

przypadku W wartości stałej problem wyznaczania residuów sprowadzi się do wykrywania przekroczeń progów alarmowych, aktywnych dla danego stanu. Charakterystyki obiektu będą więc przybliżone rozbiciem na kilka stanów. W konsekwencji wykrywane będą przekroczenia progów przez estymaty sygnałów drganiowych. Koncepcja tworzenia zbioru wartości progów przedstawiona jest na poniższym schemacie.

Stan	Estymata 1	Estymata 2	 Estymata j
S1	L ₁₁	L ₁₂	 L _{1j}
S2	L ₂₁	L ₂₂	 L _{2j}
Si	L _{i1}	L _{i2}	 L _{ij}

Tab.2. Schemat tworzenia progów alarmowych

Dokładność metody można zwiększać poprzez definiowanie dużej liczby stanów. Z drugiej jednak strony zwiększy to nakład pracy na konfigurację algorytmu. Nawet dla niezbyt skomplikowanej maszyny, w której skład wchodzą trzy przekładnie i kilkanaście łożysk, wyznaczanych jest ok. 100 estymat. Dla każdego dodatkowego progu oznacza to konieczność skonfigurowania ok. 100 dodatkowych progów alarmowych. W praktyce nie wszystkie progi są definiowane dla każdego stanu, co nieznacznie zmniejsza liczbę progów.

Przedstawiona powyżej koncepcja jest prosta, ale wymaga konfiguracji dużej liczby estymat sygnałów drganiowych i jeszcze większej liczby wartości progów alarmowych. W praktyce proces konfiguracji musi być zautomatyzowany, ponieważ w innym przypadku nie będzie wykonany. Pierwszą

częścią procesu jest skonfigurowanie częstotliwości charakterystycznych układu. Powinno się to odbywać po zdefiniowaniu układu kinematycznego maszyny, na podstawie którego algorytm powinien automatycznie wyznaczać częstotliwości analiz wąskopasmowych. Drugą częścią procesu jest określanie wartości progów alarmowych. Obecnie obowiązujące normy regulują jedynie dopuszczalne wartości skutecznej drgań i wartości szczytowej dla poszczególnych grup maszyn, nie odnosząc się jednak do wartości harmonicznych. Prostą do zastosowania automatyczną metodą jest algorytm wyznaczania wartości progów metodami statystycznymi na podstawie historii pracy maszyny. Wymaga on zebrania historii pracy zawierającej taką ilość danych, która pozwala na wyznaczenie wartości statystycznych. Jako metody statystyczne proponuje się zastosować wartość średnią x i odchylenie standardowe o. Wartość progu L powinna być określona jako:

$$L = \overline{x} + n\sigma \tag{12}$$

gdzie wartość n jest dobierana podczas konfiguracji progów dla konkretnej maszyny. Domyślnie wartość n wynosi 3.5 (wartość otrzymana doświadczalnie). Oprogramowanie realizujące konfigurację wartości progów i wspomagające w tym użytkownika powinno sprawdzać, czy liczba punktów pomiarowych w wybranym stanie jest nie mniejsza od założonego progu, a także powinno przedstawiać graficznie wyznaczoną wartość progu alarmowego na tle danych, na podstawie których został on obliczony.

Do tej pory rozważono model uproszczony do wartości stałych. Kolejnym krokiem jest jego zdefiniowanie jako funkcji liniowych stopnia pierwszego albo - w bardzo podobnym przypadku jako funkcji jednej zmiennej. W tym przypadku dla określonego stanu (np. nominalnej prędkości obrotowej) należy zdefiniować zależność estymat od kanałów procesowych lub innych estymat (np. druga harmoniczna sygnału drganiowego w zależności od mocy). W przypadku takim problem wyznaczenia modelu przedstawiającego nieuszkodzoną maszynę jako podprzestrzeni w wielowymiarowej przestrzeni stanów jest dekomponowany na zbiór wielu zależności w przestrzeniach dwuwymiarowych. Każda z tych zależności musi być dodatkowo ograniczona do wybranego stanu. Inaczej koncepcje tę można przedstawić jako tworzenie wielu charakterystyk XY maszyny i ich nadzór w czasie rzeczywistym. Ponieważ w praktyce istotne są tylko niektóre stany maszyny, liczba charakterystyk jest ograniczona, choć bardzo wysoka.

W przypadku zastosowania takiej metody wartością residuum jest wybrana miara odległości pomiędzy chwilowym punktem pracy a charakterystyką referencyjną. Zależy ona tak od wybranej miary, jak i od sposobu reprezentacji charakterystyki. Miary mogą być definiowane w różnoraki sposób [4], dla potrzeb algorytmu proponuje się zastosować miarę najprostsza, podającą różnicę między chwilową wartością estymaty a jej wartością referencyjną dla tej samej wartości odciętej, tj.

$$r = y - y_r(x) \tag{13}$$

,gdzie:

x,y - wartości chwilowe,

 y_r - funkcja opisująca charakterystykę referencyjną.

Osobnym problemem jest sposób reprezentacji charakterystyk referencyjnych. Podejście oparte na powyżej zaproponowanym opisie będzie przedmiotem badań.

5. MOŻLIWOŚCI ZASTOSOWAŃ

Zaproponowane podejście do monitorowania i diagnostyki jest szczególnie dostosowane do maszyn o małej i średniej mocy, ponieważ bardzo istotna jest w ich przypadku pracochłonność instalacji i konfiguracji. Koszty, które są akceptowane dla maszyn o dużej mocy, są za wysokie dla maszyn pomocniczych. Akceptowana jest natomiast niższa jakość diagnostyki.

Przykładami zastosowań dla systemu opartego na zaproponowanym podejściu może być np. monitorowanie i diagnostyka maszyn pomocniczych w energetyce, takich jak wentylatory ciągu, bądź młyny węglowe. Innym możliwym obiektem mogą być maszynownie lokomotyw i wózki pojazdów szynowych. Szybko rosnącą dziedziną zastosowań systemów monitorowania i diagnostyki jest energetyka wiatrowa [7]. W ostatniej dekadzie średni roczny wzrost mocy zainstalowanej wynosił ok. 20-30% [8, 9]. Na bazie zaproponowanej koncepcji opracowano eksperymentalny system monitorowania i diagnostyki specjalizowany do maszyn pomocniczych. System ten charakteryzuje się następującymi właściwościami:

- automatyczne wyznaczanie i konfiguracja częstotliwości charakterystycznych,
- zestaw zaawansowanych narzędzi analizy widmowej, dostosowanych do maszyn o zmiennej prędkości obrotowej,
- zestaw zaawansowanych narzędzi do wczesnego wykrywania uszkodzeń łożysk tocznych,
- moduł automatycznego ustawiania progów alarmowych,
- baza danych rejestrująca historię pracy maszyny,
- interfejs użytkownika zoptymalizowany pod kątem zdalnego dostępu.

System realizuje algorytm przedstawiony na rysunku 2. Podstawowe analizy wykonywane są na podstawie przebiegu czasowego sygnału. Są to: wartość skuteczna, amplituda międzyszczytowa

BARSZCZ, Koncepcja monitorowania i diagnostyki maszyn wirujących małej i średniej mocy

i współczynnik szczytu. Następnie wyliczana jest szybka transformata Fouriera. Z otrzymanego widma wyznaczane są energie w pasmach wg automatycznie wyznaczonych częstotliwości charakterystycznych. Niezależnie z sygnału przebiegu czasowego wyznaczana jest jego obwiednia.

Następnie oba sygnały czasowe (zwykły i obwiedni) są poddawane resamplingowi. Po tym kroku otrzymywane są wartości sygnałów co ustalony kąt obrotu wału (np. 1/512 obrotu). Po wykonaniu FFT takiego sygnału otrzymane linie widmowe są reprezentowane w dziedzinie rzędów, a nie częstotliwości.

Interfejs użytkownika jest zaprojektowany jako oddzielna aplikacja, komunikująca się z podstawową częścią systemu. Został on zaprojektowany tak, aby jego obsługa była prosta i intuicyjna. Założono realizację następujących wykresów:

- wykres synoptyczny (przedstawiający schemat maszyny z naniesionymi wybranymi wartościami),
- tabeli danych, w której przedstawiane są wartości bieżące z wybranych kanałów,
- tabeli alarmów; możliwa jest filtracja zdarzeń wg ważności, okresu, potwierdzenia i źródła,
- przebiegu czasowego; możliwe jest prezentowanie oryginalnego przebiegu, jak i przebiegu czasowego jego obwiedni,
- widma sygnału; możliwe jest prezentowanie tego wykresu w dziedzinie częstotliwości, jak i w dziedzinie rzędów, zarówno dla sygnału oryginalnego, jak i dla obwiedni tego sygnału,
- trend; możliwe jest prezentowanie na jednym wykresie kilku kanałów jednocześnie oraz filtrowanie danych, tak aby prezentowane były dane tylko z jednego stanu maszyny.

Poniżej zaprezentowano przykładowe wykresy, które zaimplementowano w systemie. Rysunek 3 przedstawia widmo wąskopasmowe po resamplingu, przedstawione w dziedzinie rzędów. Procedurę tworzenia wykresu widma wzbogacono o możliwość naniesienia na wykres pionowych linii częstotliwościom odpowiadających charakterystycznym maszyny wraz z ich harmonicznymi. Dodatkowo zaimplementowano również procedurę, która pozwala na znalezienie częstotliwości odpowiadających charakterystycznych, czestotliwości kursora na wykresie. Dzięki temu znacznie przyspieszono pracę diagnosty.

Rysunek 4 przedstawia wyniki implementacji procedury, która automatyzuje wyznaczanie wartości progów alarmowych. Diagnosta ma możliwość określenia przedziału czasu, z którego będą pobierane dane do analizy, krotności odchylenia standardowego, które zostanie użyte do wyznaczenia progu ostrzeżenia i alarmu, a także minimalnej liczby pomiarów, która jest niezbędna do wyznaczenia wartości statystycznych. Znaczną pomocą jest możliwość graficznego przedstawienia proponowanych progów na tle wykresu z danymi. Po analizie danych i wykresu użytkownik może zaakceptować propozycję systemu, bądź wprowadzić własne wartości.



Rys. 3. Widmo wąskopasmowe z naniesionymi liniami odpowiadającymi





Opisany system jest testowany od jesieni 2004 roku na kilku maszynach w energetyce (wyposażonych w 3-stopniowe przekładnie i maszyny elektryczne). Okres prób pozwolił na sformułowanie dodatkowych następujących wymagań, które podniosą funkcjonalność systemu:

- automatyzacja procesu konfiguracji
- wykrywanie uszkodzeń czujników drgań
- uproszczenie obsługi
- konieczność automatycznego transferu danych do wybranej lokalizacji

Planuje się wprowadzenie powyższych uzupełnień podczas dalszych prac. Planowane jest również zastosowanie zaproponowanej koncepcji monitorowania i diagnostyki dla innych maszyn.

DIAGNOSTYKA'35

BARSZCZ, Koncepcja monitorowania i diagnostyki maszyn wirujących małej i średniej mocy

6. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono koncepcję nadzoru diagnostycznego nad maszynami o małej i średniej mocy, dla których nie są stosowane skomplikowane systemy stosowane do maszyn krytycznych. Opisano charakterystyczne cechy tych maszyn, a także przedstawiono estymaty najważniejsze z punktu zawartości informacji diagnostycznej.

W kolejnej części zaproponowano metodę diagnozowania uszkodzeń opartą na wyznaczaniu częstotliwości charakterystycznych obiektu oraz na podziale wielowymiarowej przestrzeni stanów maszyny na stany najistotniejsze. Dla stanów tych wyznaczane są wartości progów alarmowych dla poszczególnych estymat. Metoda ta jest koncepcyjnie prosta, ale wymaga pracochłonnej, choć nieskomplikowanej konfiguracji. Położono nacisk na automatyzację procesu konfiguracji.

Przedstawiono możliwości zastosowań oraz zaprezentowano wyniki implementacji metody do monitorowania rzeczywistego obiektu. Zaproponowano rozszerzenie metody o wprowadzenie nadzoru w oparciu o charakterystyki dwuwymiarowe oraz usprawnienia eksploatacyjne.

LITERATURA

- [1] Barszcz T.: "Nowoczesny system zbierania i przetwarzania danych w diagnostyce maszyn". Praca doktorska, AGH, Kraków, 1997.
- [2] Barszcz T. "Proposal of the new method for mechanical vibration measurement", Metrology and Measurement Systems, 12/2004
- [3] Bendat A., Piersol J.: *Przetwarzanie i analiza* sygnałów losowych. Biblioteka inżyniera, WNT Warszawa 1982.
- [4] Cempel Cz. "Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn", WNT, Warszawa 1982
- [5] Cempel Cz., Cholewa W., Drobniak S., Kiciński J., Krzyżanowski J., Orłowski Z.: "Systemy diagnostyki turbozespołów energetycznych nowej generacji", Przegląd Mechaniczny, no. 1-2, 1995.
- [6] Chiang L.H., Russel E.L., Braatz R.D. "Fault detection and diagnosis in industrial systems", Springer, London, 2001
- [7] T.J. Clark, R.F. Bauer, J.R. Rasmussen, "Wind power comes of age", ORBIT 2Q 2004
- [8] European Wind Energy Association, "Wind Energy. The facts. An analysis of wind energy in the EU-25", EWEA, 2005
- [9] European Wind Energy Association, ,,Wind power continues to grow in 2004 in the EU", EWEA, 2005
- [10] R. C. Eisenmann, "Machinery Malfunction Diagnosis and Correction". Hewlett Packard Professional Books, 1997.

- [11] Gertler J. "Fault detection and diagnosis in engineering systems", Dekker, New York, 1998
- [12] U. Klein, "Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen", Stahleisen Verlag, Duesseldorf, 2003
- [13] Kościelny J. M.: Diagnostyka zautomatyzowanych procesów przemysłowych, EXIT, 2001
- [14] Nowak J., Saarinen K., Orkisz M., Wnęk M. "Integracja zadań diagnostyki i sterowania na przykładzie systemu do monitorowania łożysk głównych napędów okrętowych", materiały konferencji Diagnostyka Procesów Przemysłowych, Rajgród, 09.2005
- [15] Randall R.B.: *Frequency Analysis*. Bruel & Kjaer, Naerum, 1987.
- [16] Reeves Ch. W.: *The Vibration Monitoring Handbook.* Coxmoor Oxford 1998.
- [17] Trendmaster goes Pro. ORBIT 2/2004.
- [18] www.spminstruments.com



Dr inż. Tomasz BARSZCZ pracuje jako adiunkt w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn Akademii Górniczo-Hutniczej. Zajmuje sie diagnostyka techniczna w energetyce wibrodiagno-(głównie styka, układ regulacji). Bierze udział w projektowaniu i wdrażaniu systemów diagnostycznych.

ROZPROSZONY SYSTEM MONITOROWANIA MOSTÓW

Tadeusz UHL¹, Stefan BERCZYŃSKI², Artur HANC³, Łukasz SĘKIEWICZ¹, Akademia Górniczo-Hutnicza¹, Politechnika Szczecinska², Energocontrol sp. z o.o³ e-mail: lsekiewicz@energocontrol.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono opis systemu monitorowania mostu. Zaproponowany system jest oparty na sieci bezprzewodowych czujników przyspieszenia. Czujniki przekazują w trybie on-line dane do lokalnych stacji zbierania i przetwarzania danych. Do oceny stanu mostu zaimplementowano metody oparte na modelu modalnym. Prototyp systemu zainstalowano na moście stalowym w Krakowie.

Słowa kluczowe: systemy monitorowania, badanie stanu konstrukcji, detekcja i lokalizacja uszkodzeń.

DISTRIBUTED SYSTEM OF BRIDGES MONITORING

Abstract

The paper presents new design of bridge monitoring system. The system is based on wireless accelerometers solution and local communication station joint with signal processing unit. The diagnostics of bridge health is proposed to assess based on on-line modal model estimation. The system is installed on steel bridge in Krakow.

Keywords: monitoring system, exemining of construction state, detection and localization of damages.

1. WSTĘP

Na obszarze Polski zlokalizowane są 183 duże obiekty mostowe o długości większej od 200 m. W tej liczbie znajduje się 91 dużych obiektów mostowych biegnących przez wielkie rzeki takie jak: Wisła, Odra, Bug, Warta, Narew, Dunajec, San, Pilica, Soła. W Europie 80% mostów to konstrukcje małe, lub średniej wielkości. Większość mostów to konstrukcje ponad 30-letnie (zwłaszcza mosty kolejowe). Z upływem czasu stan mostów oraz ich właściwości eksploatacyjne pogarszają sie. Tymczasem ilość samochodów oraz natężenie ruchu wzrasta. Doprowadziło to do sytuacji, zarówno w Polsce jak i w Europie, w której wydatki na utrzymanie istniejących konstrukcji są większe niż nakłady finansowe na budowę nowych przepraw.

Ze względu na stale zwiększające się natężenie ruchu pojazdów samochodowych oraz coraz większe prędkości, jakie rozwijają pojazdy szynowe zachodzi konieczność, na bieżąco, oceny stanu konstrukcji mostów, z których większość została wybudowana przy innych założeniach, co do intensywności ich eksploatacji. Konieczność monitorowania tego typu konstrukcji wynika z wymogów bezpieczeństwa zapewnienia eksploatacji jak również z nacisków na obniżenie kosztów eksploatacji tych obiektów. Obniżenie kosztów jest możliwie w przypadku wczesnego wykrycia powstającego uszkodzenia i naprawie już we wstępnej jego fazie.

2. PRZEGLĄD ISTNIEJĄCYCH SYSTEMÓW MONITOROWANIA STANU MOSTÓW

Systemy monitorowania mostów są już powszechnie stosowane w krajach wysokorozwiniętych [1,2,3]. Postęp technologiczny w zakresie informatyki i elektroniki pozwala na budowe systemów monitorowania o architekturze modułowej, przez to Pierwsze elastycznej i taniej. systemy monitorowania charakteryzowały się niską możliwością adaptacji do różnych konstrukcji mostów oraz wysokim kosztem. Wysokie koszty były spowodowane przez stosowanie drogich, klasycznych czujników pomiarowych oraz ich oprzyrządowania: kondycjonerów sygnału i okablowania. Przykładem opisywanej architektury systemu monitorowania mostu, jest system monitorowania przeprawy Oresund łączącej Danie ze Szwecja. Koszt systemu wyniósł 2 000 000 Euro. System korzysta z 55 czujników drgań, odkształceń, wilgotności i temperatury połączonych z jednostkami lokalnymi za pomocą kabli.



Rys1. Schemat okablowania mostu Wandy w Krakowie

rozwojem technologicznym, Wraz 7 w szczególności zakresie informatyki w i telekomunikacji, powstają bardziej nowoczesne rozwiązania systemów monitorowania mostów. System zaprojektowany na uniwersytecie Stanford w Palo Alto zbudowany jest z niezależnych modułów pomiarowych przesyłających dane do jednostki centralnej za pomocą komunikacji bezprzewodowej. Cechą takich modułów jest niski koszt produkcji bazujący na ogólnodostępnych elementach elektronicznych. System WiMMS

(Wireless Modular Monitoring System) został zaprezentowany na konferencji Advances in Structural Engineering and Mechanics (ASEM'02), w Pusan, Korea, w roku 2002. W konstrukcji modułu jest brak zaimplementowanego czujnika pomiarowego, co powoduje konieczność stosowania drogiego i trudnego w eksploatacji czujnika zewnętrznego. Moduły moga natomiast współpracować z każdym dostępnym na rynku czujnikiem. W module zaimplementowano 16 bitowy przetwornik analogowo-cyfrowy, dwa mikroprocesory odpowiedzialne za przetworzenie i skompresowanie danych pomiarowych, oraz modem pracujący w paśmie 2,4 GHz, przesyłający dane do centrum monitorowania.

Wraz z rozpowszechnieniem czujników przyspieszeń w technologii MEMS (Mikro Elektro Mechanical Systems), powstały systemy działające na podobnej zasadzie co WiMMS. Cechą charakteryzującą nowe konstrukcje jest niższy pobór mocy i pełna autonomiczność - wbudowany czujnik pomiarowy oraz źródło napięcia, co wpłynęło również na obniżenie kosztów systemu.

Obecnie na uniwersytecie Kalifornia w Irvine (UCI) prowadzone są testy systemu modułowego w którym komunikacja pomiędzy modułami pomiarowymi, a jednostką lokalną są realizowane poprzez sieć optyczną. Jednostka lokalna przesyła zgromadzone dane do jednostki centralnej za pomocą Internetu bezprzewodowego. W centrum pomiarowym do walidacji i wizualizacji danych wykorzystywana jest sieć neuronowa. Zaletą sieci neuronowej w tym zastosowaniu jest możliwość uczenia co umożliwia korektę wyników w razie uszkodzenia lub rozkalibrowania któregoś z czujników. Źródłem zasilania dla modułów pomiarowych jest często energia wiatru i słońca. System jest obecnie testowany na moście w ciągu autostrady w Orange County, California.

3. ZAŁOŻENIA DLA BUDOWY PROTOTYPOWEGO SYSTEMU

Przeznaczeniem systemu monitorowania mostu jest śledzenie parametrów monitorowanej konstrukcji mostu w czasie eksploatacji. System został zaprojektowany jako konstrukcja modułowa tak, aby umożliwić łatwą adaptację układu dla różnych konstrukcji. Efekt ten uzyskano dzięki zaprojektowaniu autonomicznych, niskomocowych modułów pomiarowych. Moduły pomiarowe są rozmieszczone na całej konstrukcji mostu. Wyniki pomiarów przetwarzane według sa zaimplementowanych algorvtmów. Następnie przesyłane kompresowane oraz droga bezprzewodową do jednostki centralnej systemu. Jednostka centralna synchronizuje dane pochodzace z modułów pomiarowych. Zadaniem jednostki centralnej jest również gromadzenie danych oraz ich przesyłanie do centrum diagnostycznego. Na podstawie wyników pomiarów wyznaczane są parametry dynamiczne i statyczne konstrukcji, w szczególności identyfikowany jest jej model modalny.

Rozmieszczenie elementów pomiarowych systemu w obrębie całej konstrukcji pozwala na określenie jej stanu. Autonomiczne moduły realizują pomiary odkształceń. drgań (przyspieszenia lub przemieszczenia), temperatury. Ponadto rolą modułu pomiarowego jest przetwarzanie danych do postaci cyfrowej, przeprowadzanie obliczeń związanych z algorytmami identyfikacji modeli, kompresja danych oraz transmisja danych do jednostki centralnej. W rozwiązaniu zaproponowano bezprzewodowy przesył danych w oparciu o sieć czujników [4].

Zastosowana metoda komunikacji bezprzewodowej pozwala na znaczna poprawę funkcjonalności oraz zmniejszenie kosztu implementacji systemu (brak okablowania). W celu zapewnienia niskomocowości wykorzystano elementy elektroniczne o niskim poborze mocy, oraz konstrukcje które umożliwiają przejście systemu w stan uśpienia. Cały system jest przystosowany do pracy w szerokim zakresie temperatur: od -40 do 80° C.

4. ARCHITEKTURA PROTOTYPOWEGO SYSTEMU MONITOROWANIA MOSTU

Podstawowy elementem systemu jest moduł pomiarowy. Cechą modułu jest możliwość przyłączenia wielu czujników zarówno cyfrowych jak i analogowych. Rozmieszczenie czujników jest uzależnione od konkretnego obiektu pomiarowego, projekt implementacji i konfiguracji systemu jest zawsze indywidualnym rozwiązaniem. Mierzone dane są wzmacniane i (w przypadku pomiarów analogowych) przetwarzane do postaci cyfrowej.

Dane pomiarowe w postaci cyfrowej przekazywane do mikroprocesora, gdzie są przetwarzane sa zgodnie z zaimplementowana formuła obliczeniowa, bazujaca na metodach analizy modalnej. Zaleta tego rozwiązania jest rzetelne przetworzenie pomiarów już na poczatku toru pomiarowego, co pozwala na uniknięcie strat w ich jakości i zmniejszenie rozmiaru zbiorów danych przesyłanych wewnatrz systemu. W celu zapewnienia wysokiej jakości i szybkości obróbki danych, w każdym module pomiarowym zainstalowano 16 bitowy procesor przystosowany do pracy w niskomocowych systemach pomiarowych. Układ charakteryzuje się dużym rozmiarem pamięci, co pozwoliło uniknąć dodatkowego modułu pamięci montowanej w module pomiarowym. Rezultatem jest redukcia poboru mocy jak również redukcja masy i objętości modułu. Mikrokontroler przeprowadza również bezstratną kompresje przetworzonych danych. Tak wyniki przygotowane przekazywane do sa transcievera odpowiedzialnego za komunikację modułu pomiarowego z jednostka centralną. Za komunikacje odpowiada nowoczesny zintegrowany nadajnik/odbiornik (transceiver) danych cyfrowych. Moduł pracuje z programowaną mocą nadajnika do 10dBm, co pozwala na przesyłanie danych na odległość do 250 metrów. Typowe parametry dla pracy transcievera to:

- Pobór prądu w trybie pracy jako odbiornik 7,4/9,6mA.
- Regulowany programowo pobór prądu w trybie nadawania od 5,3mA do 26,7mA.
- Napięcie zasilania w zakresie od 2,1V do 3,6V.

Do pomiaru drgań wykorzystano akcelerometr jednoosiowy, charakteryzujący się wysoką czułością (750 mV/g), szerokim zakresem pomiarowym oraz niskomocowością. Wybrane dane elementów z których zbudowano moduły pomiarowe zestawiono w tabeli 1.



czujnikami analogowymi

Czujnik przyszpieszeń wykonany jest w technologii MEMS (Integrated Micro Electromechanical Systems) co pozwoliło na zamknięcie całości modułu pomiarowego w zwartej obudowie.

Dane pomiarowe z modułów przekazywane są do jednostki centralnej. Rolę jednostki centralnej pełni w systemie komputer przemysłowy. Takie rozwiązanie zabezpiecza wystarczającą moc obliczeniową przy zachowanej niskomocowości oraz umożliwia zastosowanie praktycznie każdej metody komunikacji bezprzewodowej.

Jednostka centralna przekazuje zgromadzone dane do centrum monitorowania poprzez standard komunikacji GPRS.

Ciągły monitoring pozwala na szybką reakcję w razie niebezpieczeństwa dla użytkowników mostu, pozwala szybko i skutecznie wykryć miejsce awarii. Komponenty zastosowane do budowy systemu są przystosowane do pracy przy niskim napięciu zasilania (średnio 3-5 V). Moduły pomiarowe sa przewidziane do pracy z zasilaniem z sieci elektrycznej, jak również do zasilania z baterii.



Rys. 4. Schemat systemu monitorowania mostu

W przypadku zasilania z sieci elektrycznej, niskomocowość nie ma tak wielkiego znaczenia, jak dla przypadku, gdy moduł zasilany jest z baterii. Jednak dostępność sieci w pobliżu mostu jest ograniczona. Bateria zasilającą moduł powinna być przystosowana do pracy w szerokim zakresie temperatur, oraz odpornością na częste doładowywania/rozładowywania. Rozmieszczenie modułów na całej konstrukcji mostu uniemożliwia łatwa wymianę baterii. W przypadku zapewnienia efektywnego źródła zasilania system monitorowania mostu jest systemem bezobsługowym.

Moduły są przystosowane do pracy z zasilaniem hybrydowym, czyli kombinacją baterii i źródła energii odnawialnej (ogniwa słonecznego lub turbiny wiatrowej).

Cykl pracy systemu jest cyklem przerywanym, tzn. monitoring jest prowadzony w określonych porach i w określonym czasie (największego natężenia ruchu). Dzięki takiemu rozwiązaniu uzyskuje się kolejne oszczędności w zużyciu energii elektrycznej. Możliwe jest uaktywnienie systemu na skutek przekroczenia pewnego, określonego poziomu drgań.

	moduíu pomiarowego				
Nazwa	Średni pobór	Średnie napięcie			
	prądu	zasilania			
Mikroprocesor	330µA	3 V			
Transciever	N/A	3 V			
Przetwornik A/D	75 μΑ	3 V			
Wzmacniacz operacyjny	25 μΑ	3 V			
Akcelerometr	2,1 mA	5V			

Tabela.1. Typowe parametry elektryczne elementów

5. ANALIZA MODALNA KONSTRUKCJI MOSTU STALOWEGO

W praktyce coraz częściej stosuje się systemu monitorowania mostu w oparciu o pomiar drgań [5]Analiza modalna jest praktyczną techniką badania własności dynamicznych obiektów mechanicznych. Wynikiem analizy modalnej jest model modalny w postaci zbioru częstotliwości własnych, postaci drgań oraz współczynników tłumienia. Znajomość tych parametrów pozwala na przewidywanie zachowania się obiektu na skutek dowolnych wymuszeń stosując metodę superpozycji modalnej. Analizę modalną stosuje się w celu modyfikacji obiektu, diagnostyki stanu konstrukcji [7], weryfikacji i dostrajania modeli numerycznych, do syntezy układów sterowania oraz diagnostyki

maszyn opartej o śledzenie zmian parametrów modeli wraz ze zmianą stanu badanego obiektu. Analiza modalna ma zastosowanie do diagnostyki takich konstrukcji jak mosty, samoloty, turbiny, fundamenty. Szczególnie szybki rozwój zastosowania tych metod do diagnostyki nastapił, gdy powstały nowe metody badań modalnych oparte na eksperymencie biernym. Eksperyment bierny polega na pomiarze odpowiedzi układu (przyspieszeń) na wymuszenia eksploatacyjne [6]. Analiza modalna jest realizowana dla obiektów liniowych o stałych parametrach, dla których spełniona jest zasada wzajemności Maxwella. Większość konstrukcji mostowych w otoczeniu warunków pracy może być traktowana jako liniowa i można do jej badania zastosować metodę badań modalnych. W większości praktycznych zastosowań wymagany jest wielokanałowy eksperyment i złożone obliczenia związane z przetwarzaniem zmierzonych sygnałów i estymacją parametrów modelu. Przydatność metod analizy modalnej jest przedmiotem wielu prac np. [6, 7]. Jak wynika z prezentowanych tam rezultatów metody oparte na śledzeniu postaci drgań są o wiele skuteczniejsze niż metody oparte jedynie na obserwacji zmian częstości własnych i współczynników tłumienia.

W celu określenia podstawowych własności dynamicznych konstrukcji tj. częstotliwości i postaci drgań oraz odpowiadających im współczynników tłumienia, przeprowadzono badania konstrukcji mostu Wandy w Krakowie Badania stanowiły specyfikacji podstawe systemu monitoringu w zakresie estymacji wielkości opisujacych właściwości dynamiczne dla mostów stalowych. Eksploatacyjna analiza modalna [6] została przeprowadzona w okresie zimowym i letnim, ze wzgledu na możliwy wpływ temperatury na wyniki pomiarów.

Wyniki pomiarów przedstawiają się następująco:

Tabela 2.	Wyniki	pomiarów	dla mostu	. Wandy
		w Krakow	vie (sesja z	zimowa)

Lp.	Częstotliwość drgań własnych [Hz]	Współczynnik tłumienia [%]
1	1,72	3,12
2	1,87	2,55
3	2,24	2,05
4	2,7	3,31
5	3,13	1,84
6	3,56	1,9
7	5,43	2,4
8	9,28	0,71

Tabela 3.	Wyniki	pomiarów	dla	mostu	Wandy
		w Krak	owi	- (cecia	letnia)

	w Klakowie (sesja iet				
Lp.	Częstotliwość drgań	Współczynnik			
	własnych [Hz]	tłumienia [%]			
1	1.8343	4.7740			
2	2.6515	4.0442			
3	3.1151	2.9192			
4	5.3185	3.1775			
5	5.9101	3.4017			
6	9.6600	2.3125			

Jak można zauważyć z przedstawionych wyników eksperymentu, badana konstrukcja mostowa pod względem dynamicznym zachowuje się różnie w lecie (temperatura mostu wynosiła 25° C) i w zimie (temperatura mostu wynosiła -10° C). W szczególności obserwuje się usztywnienie mostu w zimie oraz zmniejszenie wartości współczynników tłumienia.

Otrzymane postacie drgań zestawiono w tabeli 4.



Wyniki pomiarów ukazują występowanie dominujących drgań o niskich częstotliwościach. Drgania maja charakter drgań giętnych, skrętnych oraz giętno-skretnych. Stosunkowo duży jest współczynnik tłumienia, co utrudnia badania drgań tego typu konstrukcji. Porównanie postaci drgań dla sesji letniej i zimowej wykorzystując współczynnik MAC przedstawiono w tabeli 5.

Tabela 5. Wartości współczynnika MAC dla postaci uzyskanych w czasie pomiarów zima i latem

[Hz]	1.72	1.87	2.24	.70	3.14	3.26	5.43	9.29
LATO [Hz]			Ws	spółczy	nnik M.	AC		
1.83	0.28	0.94	0.01	0.01	0.01	0.20	0.02	0.01
2.65	0.01	0.02	0.18	0.89	0.01	0.04	0.00	0.00
3.11	0.01	0.02	0.01	0.01	0.50	0.24	0.00	0.01
5.32	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.94	0.01
5.91	0.02	0.01	0.00	0.00	0.00	0.01	0.00	0.00
9.66	0.01	0.00	0.00	0.01	0.00	0.00	0.01	0.01
11.3	0.00	0.21	0.03	0.03	0.19	0.28	0.01	0.01
13.2	0.01	0.02	0.01	0.12	0.40	0.13	0.01	0.01

Jak widać z przedstawionego zestawienia podobieństwo wykazują tylko trzy ze zidentyfikowanych postaci drgań mostu. Postacie te przyjęto do oceny stanu konstrukcji mostu, uznając, ze na ich przebieg najmniejszy wpływ ma temperatura mostu.

Uzyskane wyniki posłużyły do doboru czujników pomiarowych, punktów ich mocowania oraz systemu przetwarzania sygnałów.

6. ZAIMPLEMENTOWANA PROCEDURA ANALIZY DANYCH POMIAROWYCH

Identyfikacja parametrów modelu modalnego dla monitorowanego mostu, oparta jest pomiarach przyspieszenia drgań w wybranych punktach konstrukcji przy wymuszeniach eksploatacyjnych. Jednym z najważniejszych problemów do rozwiązania w zbudowanym systemie monitoringu synchronizacja sygnałów mierzonych jest w rozproszonym układzie czujników bezprzewodowych. Uzyskano to poprzez wysyłanie do poszczególnych stacji pomiarowych sygnału synchronizującego. Dla estymacji parametrów modalnych konstrukcji pomiary musza bvć prowadzone w odpowiednio wybranych punktach konstrukcji. Istotny wpływ na jakość wyników ma liczba tych punktów. Wymagania co do zakresu częstotliwości w badaniach diagnostycznych mostu śledzone mają być zmiany zakładają, że w postaciach drgań aż do piątej postaci drgań. że punkty pomiarowe powinny znajdować się w połowie rozpiętości przęseł, minimalna ilość punktów pomiarowych potrzebnych do rzetelnego odwzorowania parametrów konstrukcji to pięć punktów po każdej stronie mostu. Dodatkowo

moduły można umieścić nad podporami, co pozwoli na jeszcze dokładniejsza analizę.



Rys 5. Optymalne rozmieszczenie modułów pomiarowych na moście Wandy w Krakowie

Procedura przetwarzania danych pomiarowych w systemie składa się z trzech etapów. Pierwszy etap to wstępne przetwarzania danych pomiarowych poprzez ich odpowiednią filtrację i usunięcie trendów wolnozmiennych Na podstawie przygotowanych danych pomiarowych wyznaczane są wartości progowe do celów redukcji modelu modalnego przyjętą metodą zbilansowanej realizacji (BR) [8].

Metoda BR jest metodą wykorzystującą model stochastyczny układu zdefiniowany w przestrzeni stanu [6]:

$$\{ \mathbf{x}_{k+1} \} = [\mathbf{A}] \{ \mathbf{x}_{k} \} + \{ \mathbf{w}_{k} \}$$

$$\{ \mathbf{y}_{k} \} = [\mathbf{C}] \{ \mathbf{x}_{k} \} + \{ \mathbf{v}_{k} \}$$
(1)

gdzie: [*A*]: macierz stanu, [*C*]: macierz wyjścia, {x}: wektor stanu, {y}: wektor odpowiedzi układu, {w}: wektor szumu spowodowanego zakłóceniami procesu oraz niedokładnościami modelowania [8], {v}: wektor szumu pomiarowego wynikającego z ograniczonej czułości czujników pomiarowych [8].

Algorytm metody składa się z kilku podstawowych kroków:

1. Przekształcenia danych pomiarowych w funkcje korelacji wyznaczone względem grupy wybranych przebiegów wyjściowych $\{y_m\}_{ref}$, które traktowane są jako przebiegi odniesienia.

2. Utworzenia macierzy Hankela dla badanego układu:

$$[H_{k}]_{pq} = \begin{bmatrix} [R_{k}] & [R_{k+1}] & \cdots & [R_{k+q-1}] \\ [R_{k+1}] & [R_{k+2}] & \cdots & [R_{k+q}] \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ [R_{k+p-1}] & [R_{k+p}] & \cdots & [R_{k+p+q-2}] \end{bmatrix}$$
(2)

gdzie: $[R_k] = E[\{y_{k+m}\} \{y_m\}^T_{ref}]$: wyznaczone macierze korelacji.

3. Rozkładu macierzy Hankela na wartości szczególne, przy założeniu, ze k=1, na podstawie zależności:

$$[N_1][H_1]_{pq}[N_2] = [[U_1] \ [U_2]] \begin{bmatrix} [S_1] & [0] \\ [0] & [S_2] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [V_1]^T \\ [V_2]^T \end{bmatrix} = [U_1][S_1][V_1]^T, \quad k=1$$
(3)

$$gdzie: [H_1]_{pq} = \begin{bmatrix} [R_1] & [R_2] & \cdots & [R_q] \\ [R_2] & [R_3] & \cdots & [R_{q+1}] \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ [R_p] & [R_{p+1}] & \cdots & [R_{p+q-1}] \end{bmatrix};$$
$$[S_1] = \begin{bmatrix} s_1 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & s_n \end{bmatrix}; [S_2] = \begin{bmatrix} s_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & s_n^2 \end{bmatrix};$$

macierze wartości szczególnych (s₁ $\geq ... \geq s_n \geq 0$, $s_1^2 \geq ... \geq s_n^2 \approx 0$), [U₁], [V₁]: macierze wektorów szczególnych, [N₁], [N₂] – macierze wagowe.

4. Wyrażenia macierzy $[H_1]_{pq}$ w zależności od macierzy obserwowalności $[O]_p$ oraz macierzy sterowalności $[W]_q$:

$$\begin{bmatrix} H_1 \end{bmatrix}_{pq} = \begin{bmatrix} O \end{bmatrix}_p \begin{bmatrix} W \end{bmatrix}_q$$
(4)
gdzie:
$$\begin{bmatrix} O \end{bmatrix}_p = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} C \\ \\ \begin{bmatrix} C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \end{bmatrix} \\ \vdots \\ \begin{bmatrix} C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \end{bmatrix} \\ \vdots \\ \begin{bmatrix} C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \end{bmatrix} \end{bmatrix},$$

$$\begin{bmatrix} W \end{bmatrix}_q = \begin{bmatrix} G \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G \end{bmatrix} \dots \begin{bmatrix} A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G \end{bmatrix} \dots$$

 $[G] = E[\{x_{k+1}\}\{y_k\}^T]: macierz kowariancji.$

5. Wyznaczenia macierzy obserwowalności $\left[\mathrm{O}_{\mathrm{p}}\right]$ jako:

$$\begin{bmatrix} O_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} U_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1 \end{bmatrix}^{\frac{1}{2}}$$
(5)

6. Wyznaczenia macierzy [C] jako pierwszego bloku danych macierzy $[O_p]$.

7. Wyznaczenia macierzy [A] poprzez rozwiązanie równania macierzowego:

$$\left[O_{p-1}^{S}\right] = \left[O_{p-1}\right]\left[A\right]$$
(6)

8. Wyznaczenia macierzy fundamentalnej $[e^{\lambda t}]$ oraz macierzy modalnej $[\Phi]$ (której kolumny są wektorami modalnymi) poprzez dokonanie rozkładu macierzy [A] na wartości własne:

$$[A] = [\Phi] [e^{\lambda t}] [\Phi]^{-1}$$
(7)
9. Wyznaczenia postaci drgań własnych

 $\{\Psi\}_{z} \text{ zależności:}$ $\{\Psi\}_{r} = [C] \{\Phi\}_{r}$ (8)

Zapis modelu w przestrzenni stanu w postaci zbilansowanej polega na oszacowaniu udziału poszczególnych postaci drgań w odpowiedzi układu [6] na podstawie rozkładu macierzy obserwowalności i sterowalności na główne części składowe. Elementy leżące na diagonalach macierzy [P] i [Q] są sortowane malejąco. Elementy wektora stanu mające istotny wpływ na dynamiczne zachowanie się układu odpowiadają dużym wartością diagonalnym macierzy [P] i [Q].

Redukcja modelu zbilansowanego polega na usuwaniu najmniej istotnych (ostatnich) elementów

wektora stanu. Procedurę tą zaimplementowano w opracowanym systemie.

6. WNIOSKI

Zaprojektowany system spełnia postawione przed nim wymagania. Uzyskano kompromis między niskomocowością, a wymaganą dokładnością pomiarów. Dzięki wykorzystaniu komunikacji bezprzewodowej transmisji danych, obniżono koszt implementacji systemu. Architektura pozwala na zastosowanie systemu w praktycznie każdej konstrukcji mostowej. Niewątpliwą zaleta systemu jest możliwa analiza konstrukcji w czasie rzeczywistym, co zapewnia bezpieczeństwo użytkowania oraz obniża koszty eksploatacji i konserwacji monitorowanej konstrukcji. System monitorowania mostów może również posłużyć jako baza do produkcji różnorodnych systemów monitorowania wykorzystujących analizę modalną do określenia stanu monitorowanego obiektu.

LITERATURA

[1] Sustainable Bridges – Assessment for Future Traffic Demands and Longer Lives: Integrated Project in the Sixth Framework Programme on Research, Technological Development and Demonstration, FP6-PLT-001653, http://www.sustainablebridges.net

[2] Sustainable Bridges – Assessment for Future Traffic Demands and Longer Lives: Integrated Project in the Sixth Framework Programme on Research, Technological Development and Demonstration, Carryer, C. R. FP6-PLT-001653, http://www.sustainablebridges.net

[3] Lynch, J. P., K. H. Law, A. S. Kiremidjian, E. Farrar, H. Sohn, D. Allen, B. Nadler

and J. Wait. 2002. "Laboratory and Field Validation of a Wireless Sensing Unit Design for Structural Monitoring," *Proceedings of US-Korea Workshop on Smart Structural Systems,* Pusan,Korea, August 24-25, 2002.

[4] Hill, J., Szewczyk, R., Woo, A., Hollar, S., Culler, D., and Pister, K. "System Architecture Directions for Networked Sensors", Proceedings of the ACM Conference on Architectural Support for Programming Languages and Operating Systems, 2000.

[5] S. W. Doebling, C. R. Farrar, M. B. Prime, and D. W. Shevitz, "Damage identification and health monitoring of structural and mechanical systems from changes in their vibration characteristics: a literature review," *Los Alamos National Laboratory Report, LA-13070-MS*, May 1996.

[6] Uhl T., Lisowski W., Kurowski P.: In-operation Modal Analysis and Its Applications, Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn, AGH, Kraków 2001.

[7] T. Uhl, The use and challenge of modal analysis in diagnostics, Diagnostyka,2004 r. vol 30 t.2 str. 151-160.

[8] J.Iwaniec, Metody poprawiania jakosci estymacji parametrów modalnych konstrukcji, Praca Doktorska, AGH, 2005.

DIAGNOZOWANIE WIRNIKA WENTYLATORA POZIOMEGO O MAŁEJ SZTYWNOŚCI POSADOWIENIA

Janusz ZACHWIEJA

Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy Katedra Mechaniki Stosowanej Bydgoszcz, ul. S. Kaliskiego 7

Streszczenie

Prace poświęcone zagadnieniom diagnostyki wirników dotyczą głównie metod wczesnego wykrywania uszkodzeń łożysk. Statystycznie rzecz biorąc, tego typu niesprawności stanowią przeważającą liczbę przyczyn awarii maszyn przepływowych. Do tego celu wykorzystywane są najczęściej analizy drgań w dziedzinie częstotliwości (FFT – szybka transformacja Fouriera) lub częstotliwości i czasu (DWT – dyskretna transformacja falkowa). Widmo czasowe zawiera informację o wszelkiego typu źródłach drgań i prawidłowa jego interpretacja stanowi klucz do podejmowania właściwych decyzji odnośnie oceny stanu dynamicznego maszyny. Symptomem postępującego zużycia łożyska jest wzrost wartości luzu pomiędzy bieżniami i elementami tocznymi co pociąga za sobą zmianę sztywności i tłumienia układu a tym samym amplitud i częstotliwości jego drgań. W układach rzeczywistych zmienna sztywność wirnika występuje prawie zawsze a jej źródłem jest anizotropowość podatności podparcia wynikająca z geometrii korpusów łożysk, własności sprężystych wibroizolatorów itp. Znaczenie omawianego problemu jest szczególnie istotne w przypadku, gdy częstotliwość obrotowa wirnika jest bliska jego częstotliwości rezonansowej.

Słowa kluczowe. częstości własne, stateczność ruchu, diagram Campbella.

DIAGNOSTIC OF THE HORIZONTAL VENTILATOR'S ROTOR WITH A LOW SETTING STIFFNESS

Summary

Works devoted to the issue of rotor diagnostics are mainly concerned with methods of bearing damage early detection. From the statistical point of view these sorts of inefficiencies prevail in flow machine failure causes. The most widespread method used for this purpose is an analysis of vibrations in the field of frequencies (FFT – Fourier Fast Transformation) or frequency and time (DWT – Discreet Wavelet Transform). Time spectrum contains information about all kinds of vibration sources and its correct interpretation is the key to making right decisions in relation to the dynamic state of the machine. A symptom of the bearing progressive wear is an increase in value of the play between runways and turning elements which results in stiffness and dumping systems change and subsequently in change of its amplitudes and vibration frequencies.

In real systems the rotor stiffness is almost always variable due to anisotropy of the support suppleness resulting from the geometry of bearing bodies, elasticity properties of vibro-isolators, etc. The discussed problem is of specially great importance in case when the rotor turning velocity is close to its resonance frequency.

Key words: natural frequences, stability motion, Campbell diagram.

1. WSTĘP

prostych diagnostyczne Badania maszyn przepływowych takich jak wentylatory sprowadzają się zazwyczaj do oceny stanu łożysk oraz współosiowości wałów wirnika i jednostki napędowej [1]. Niesłusznie, mniej uwagi poświęca się problemom związanym z asymetrią sztywności i wielkością tłumienia elementów podparcia wirnika [2,3,4,5]. Czynniki te wywierają istotny wpływ na trwałość łożysk, decydując często o wytrzymałości mechanicznej elementów maszyn.

Energie drgań wentylatorów przenoszona na podłoże rozprasza się poprzez ich posadowienie na wibroizolatorach, co zmniejsza sztywności układu. Tvmczasem wzrostowi podatności układu drgającego towarzyszy przyrost amplitudy drgań. Nie bez znaczenia jest również fakt, że częstotliwości drgań własnych obniżają się, co zwiększa ryzyko wystąpienia rezonansu. Jeżeli nie jest możliwe wyeliminowanie tego zjawiska, to należy zadbać o maksymalne złagodzenie jego wpływu poprzez zwiększenie tłumienia wewnętrznego.

ZACHWIEJA, Diagnozowanie wirnika wentylatora poziomego o małej sztywności posadowienia

2. ANALIZA DYNAMIKI WIRNIKA PRZY PRĘDKOŚCI BLISKIEJ PRĘDKOŚCI KRYTYCZNEJ

Wirnik, najczęściej spotykany w konstrukcji maszyn przepływowych takich jak wentylatory, składa się ze sztywnej tarczy osadzonej na nieodkształcalnym praktycznie wale, podpartym w łożyskach podatnych (rys.1). Jego model został opisany po raz pierwszy przez Föppla i Jefcotta [6] dla przypadku lokalizacji tarczy pomiędzy łożyskami, lub Greena i Stodolę [7] dla tarczy przewieszonej.

Badanie dynamiki układów rzeczywistych stwarza trudności rozmaitej natury. Począwszy od konieczności częstego zatrzymywania i ponownego uruchamiania maszyny, która zazwyczaj jest elementem określonego ciągu technologicznego, poprzez niedogodności związane z instalowaniem aparatury pomiarowej w warunkach przemysłowych, skończywszy na ograniczonej możliwości symulacji zmian parametrów, których istotność badamy.



Rys. 1. Przykład wykonywania pomiarów drgań wentylatora przemysłowego oraz wyznaczania trajektorii ruchu wału



Rys. 2. Sposób pomiaru drgań czujnikami w dwóch prostopadłych kierunkach



Rys. 3. Pomiar kąta fazowego drgań przy pomocy diody laserowej

Stanowisko pomiarowe do badania drgań łożysk wału wentylatora pokazano na rys.1.-rys.3. Dzięki pomiarowi przemieszczeń w dwóch prostopadłych kierunkach oraz zastosowaniu diody laserowej można wyznaczyć tor przemieszczeń jak również kierunek precesji wału.

Badany wentylator charakteryzował się stosunkowo małą sztywnością posadowienia z uwagi na zastosowanie wibroizolatorów jako elementów tłumiących energię drgań.



Rys. 4. Przykład posadowienia wentylatora na wibroizolatorach

Otrzymane widmo drgań łożyska (rys. 5) pokazuje, że częstotliwość obrotowa (24.5Hz) znajduje się w obszarze rezonansu.



Rys. 5. Carakterystyka amplitudowoczęstotliwościowa prędkości drgań łożyska

Na podstawie kształtu trajektorii przemieszczeń łożyska (rys.6) można wnioskować, że sztywność posadowienia wykazuje cechy anizotropowości.



Rys. 6. Trajektoria ruchu łożyska – a) wynik pomiarów, b) po odseparowaniu szumu przy użyciu DWT (dyskretnej transformacji falkowej)

W celu zbadanie wpływu zjawiska kierunkowej sztywności podparcia na dynamikę pracy maszyny posłużymy się modelem numerycznym wirnika Föppla – Jefcotta (rys. 7).

Z uwagi na brak wiedzy odnośnie masy, sztywności oraz tłumienia układu rzeczywistego istnieć będzie podobieństwo cech jakościowych układu rzeczywistego i jego modelu, natomiast ich cechy ilościowe będą różne.



Rys. 7. Model wirnika do analizy wpływu sztywności podparcia oraz podatności wału na dynamikę ruchu

Parametry geometryczno-materiałowe wału i tarczy oraz sztywności łożysk analizowanego wirnika zestawione są w tabeli 1.

		Cechy wirnik		
		tarcza	wał	lożyska
masa	kg	44.1	4.91	
Ixx	kgmm ²	9.98E+5	4.09E+5	
Іуу	kgmm ²	9.98E+5	4.09E+5	
Izz	kgmm ²	1.99E+6	492	
Е	MPa	x	2.1E+5	
kxx	N/m			5E+5
kyy	N/m			1E+5
cxx	Ns/m			1E+2
суу	Ns/m			1E+2

Na wirnik działa zmienny w czasie moment rozruchowy (rys. 8), pod działaniem którego prędkość obrotowa zwiększa się do ustalonej wielkości. Opory w łożyskach oraz opór ośrodka jest pominięty. Narastający od zera moment skręcający wał powoduje, że wartości naprężeń stycznych nie przekraczają w chwili rozruchu wartości dopuszczalnych. Tarcza posiada niewyważenie w postaci masy skupionej 0.19 kg umieszczonej blisko jej krawędzi.

Dynamikę wirnika o sztywnym układzie wałtarcza badano przy prędkości kątowej w przedziale 0-70 rad/s. Obliczone częstotliwości drgań własnych wirnika odpowiadające pierwszym postaciom drgań giętnych wynoszą: 9.6Hz, 22.5Hz.



Rys. 8. Charakter zmian w czasie momentu rozruchowego (1) oraz prędkości obrotowej (2)

Oznacza to, że począwszy od czasu t=0.6s prędkość obrotowa wirnika jest prędkością nadkrytyczną. Ruch wirnika ma charakter stabilny, co można zauważyć analizując położenie na płaszczyźnie zespolonej pierwiastków równania na wartości własne (rys. 9) (części rzeczywiste pierwiastków zespolonych są ujemne).

Tabela 1.



Rys. 9. Położenie pierwiastków zagadnienia na wartości własne dla wirnika z wałem sztywnym

Diagram Campbella (rys. 10) pokazuje wrażliwość wirnika na zjawisko precesji. Okazuje się, że jest ona niewielka dla dwóch pierwszych częstotliwości rezonansowych tj. 9.6 Hz oraz 22.5 Hz [8].



Rys. 10. Diagram Campbella dla wirnika z wałem sztywnym

Predkość znajduje kątowa wirnika sie w obszarze pomiędzy obiema prędkościami krytycznymi wynikajacymi anizotropii z zewnętrznej. Występuje więc analogia w stosunku do zachowań obiektu rzeczywistego obserwowanej w trakcie badań diagnostycznych wentylatora. Trajektoria przemieszczeń łożyska jest inna od przedstawionej na rys. 6. Dla tych warunków sztywności i tłumienia przyjmuje kształt pętli rozciągniętej w kierunku mniejszej sztywności (rys .11).



Rys. 11. Trajektoria ruchu środka masy tarczy wirnika z wałem sztywnym

Przebiegi czasowe prędkości drgań łożyska w obydwu kierunkach wyraźnie zaznaczają obszar przechodzenia przez rezonans.



Rys. 12. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku poziomym przy małym tłumieniu

Odpowiedź dynamiczna łożysk występuje w częstotliwości wymuszenia (rys.12, rys.13), przy czym jej pierwsza harmoniczna (21.73Hz) jest bliska częstotliwości drgań własnych wirnika w kierunku poziomym, co powoduje, że wirnik wykonuje w tym drgania amplitudzie kierunku 0 większej w częstotliwości własnej niż w częstotliwości wymuszenia (rys.12). Mamy więc do czynienia z rezonansem ultra-harmonicznym. Jest to klasyczny przypadek towarzyszący stanom krytycznym drugiego rodzaju.



Rys. 13. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku pionowym - małe tłumieniu

Wzrost tłumienia w łożyskach wyraźnie stabilizuje układ. W konsekwencji (rys.14), części rzeczywiste pierwiastków zespolonych zagadnienia na wartości własne przesuwają się bardziej w stronę ujemnych wartości na osi.



Rys. 14. Położenie pierwiastków zagadnienia na wartości własne dla wirnika z wałem sztywnym i dużym tłumieniem

Zmniejszeniu ulegają amplitudy przemieszczeń łożysk z silnym wygaszaniem składowej ultraharmonicznej (rys.15, rys.16).



Rys. 15. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku poziomym

Częstotliwości rezonansowe również wzrastają, aczkolwiek w sposób nieznaczny do wartości 10.36Hz, 22.74Hz.



Rys. 16. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku pionowym

Uwzględnienie skończonej sztywności wału na zginanie równej iloczynowi momentu bezwładności J_x oraz modułu sprężystości wzdłużnej E, w warunkach małego tłumienia łożysk daje inny obraz dynamiki wirnika. Pierwsze częstotliwości drgań własnych wynoszą: 8.1Hz, 11.3Hz, 26.6Hz, 36.2Hz, 68.7Hz.



Rys. 17. Położenie pierwiastków zagadnienia na wartości własne dla wirnika z wałem podatnym

Drgania są nadal stabilne jak w przypadku poprzednim (rys. 17),



Rys. 18. Diagram Campbella dla wirnika z wałem podatnym i małym tłumieniem w łożyskach

ZACHWIEJA, Diagnozowanie wirnika wentylatora poziomego o małej sztywności posadowienia

chociaż wirnik jest bardziej wrażliwy na wpływ efektów żyroskopowych (rys. 18).

Częstotliwości drgań własnych ulegaja obniżeniu, częstotliwość przy czym drgań swobodnych w kierunku poziomym zmienia się znacząco, co powoduje, że trajektoria ruchu środka masy tarczy staje się elipsą rozciągniętą względem osi poziomej (rys. 19) (Z powodu trudności pomiarowych wyznaczenie trajektorii ruchu środka masy tarczy w obiekcie rzeczywistym nie było Precesja możliwe). wirnika ma charakter przeciwbieżny, synchroniczny, co nie jest zgodne z rezultatami pomiarów wentylatora.



Rys. 19. Trajektoria ruchu środka masy tarczy osadzonej na podatnym wale podpartym w łożyskach o małym tłumieniu

Częstotliwość obrotowa jest na tyle bliska częstotliwości rezonansowej, że wzbudza drgania swobodne w 7.93Hz w kierunku pionowym. Przebieg czasowy przemieszczeń pokazuje wyraźny obszar przejścia przez rezonans (rys.21). W kierunku poziomym bliskość rezonansu czyni, że występuje efekt dudnienia (rys.20).



Rys. 20. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku poziomym



Rys. 21. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku pionowym



Rys. 22. Zmiana maksymalnych naprężeń stycznych w funkcji czasu w górnym włóknie wału

Cechą charakterystyczną, potwierdzającą występowanie efektu precesji przeciwbieżnej w tych warunkach jest fakt zmiany naprężeń gnących w przekroju z częstotliwością równą podwojonej częstotliwości obrotowej wirnika (rys. 23).



Rys. 23. Zmiana naprężeń normalnych w funkcji czasu w górnym włóknie wału

Silny wzrost tłumienia podparcia powoduje zmianę charakteru ruchu precesyjnego z przeciwbieżnego na współbieżny, dzięki wyjściu z obszaru rezonansu. Kształt trajektorii ruchu środka masy tarczy zbliża się do kołowego, pomimo anizotropowej sztywności łożysk (rys. 24).



Rys. 24. Trajektoria ruchu środka masy tarczy osadzonej na podatnym wale podpartym w łożyskach o dużym tłumieniu

Występowaniem dużego tłumienia wewnętrznego w układzie rzeczywistym można tłumaczyć fakt, braku warunków do istnienia precesji przeciwbieżnej w przypadku badanego wentylatora.

Wyniki analizy modelu wskazują na silne tłumienie drgań w częstotliwościach własnych. Na widmie przemieszczeń widoczne są jedynie amplitudy drgań łożysk w częstotliwości wymuszenia perturbacją synchroniczną (rys. 25, rys. 26). Dzięki wyjściu z obszaru rezonansu, maleją naprężenia w przekrojach wału. Ich zmiana staje się synchroniczna względem prędkości obrotowej wirnika (rys. 27, rys. 28).



Rys. 25. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku poziomym przy dużym tłumieniu



Rys. 26. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku pionowym przy dużym tłumieniu



Rys. 27. Zmiana maksymalnych naprężeń stycznych w funkcji czasu w górnym włóknie wału przy dużym tłumieniu



Rys. 28. Zmiana naprężeń normalnych w funkcji czasu w górnym włóknie wału przy dużym tłumieniu

ZACHWIEJA, Diagnozowanie wirnika wentylatora poziomego o małej sztywności posadowienia

3. WNIOSKI

Wentylatory przemysłowe pracują w warunkach różnej sztywności posadowienia. Zdarza się, jak np. w przypadku układów chłodzenia walców suszących maszyn papierniczych, że wentylatory mocowane są na elementach ruchomych konstrukcji. Do niedawna, rzadkością było stosowanie w napędach przemienników częstotliwości umożliwiających optymalny dobór prędkości obrotowych wirnika.

Duża podatność zamocowania utrudnia właściwą interpretację kształtu widma drgań w celu wykrycia symptomów uszkodzeń elementów ruchomych wirnika. W takich przypadkach występują bowiem kolejne harmoniczne częstotliwości wymuszenia a w przypadku pracy w obszarze rezonansu ultraharmoniczne częstotliwości rezonansowych.

Z przytoczonych rozważań wynika, jak istotną z punktu widzenia poprawnej pracy, jest dobór właściwej sztywności oraz tłumienia elementów podparcia wirnika począwszy od łożysk, poprzez ich podstawy korpusy. do których sa one przytwierdzone, wibroizolatory oraz ramy. Sztywność wału odgrywa przy tym rolę drugorzędną.

Konstrukcja wału musi spełniać przede wszystkim warunki wytrzymałościowe. Wały maszyn są poddawane dużym momentom gnącym i skręcającym. Zazwyczaj projektuje się je w ten sposób, aby nie uległy zniszczeniu przy występujących przeciążeniach, zwłaszcza w chwili rozruchu. W konsekwencji, częstotliwości rezonansowe układu wał-tarcza są wysokie.

Anizotropia podparcia powoduje, że pomiędzy prędkościami krytycznymi znajduje się obszar precesji przeciwbieżnej, której towarzyszy zmiana naprężeń normalnych i stycznych w częstotliwości odpowiadającej podwojonej częstotliwości obrotowej wirnika. Następuje więc zarówno wzrost amplitudy jak i częstotliwości zmian naprężeń, co ma istotny, niekorzystny wpływ na warunki zmęczeniowe. Występowanie tego zjawiska nie jest częste, a dobrym sposobem jego eliminacji jest wprowadzenie do układu dużego tłumienia.

Stosowaną zasadą w modelowaniu numerycznym jest weryfikacja uzyskanych wyników z doświadczeniem. Może też zachodzić sytuacja odwrotna. Badania diagnostyczne maszyn dostarczają niejednokrotnie rezultatów, które na pierwszy rzut oka są nieoczekiwane i niezrozumiałe. W takich przypadkach dobrym rozwiązaniem jest stworzenie modelu pozwalającego na poprawną interpretację mechanizmu obserwowanych zjawisk.

LITERATURA

- Zachwieja J.: Diagnostyka wentylatorów dwustrumieniowych, Diagnostyka, 29, 2003, 35-40.
- [2] Mohiuddin M.A., Bettayeb M., Khulief Y.A.: Dynamic analysis and reduced order modelling of flexible rotor-bearing systems, Computers and Structures 69 (1998).
- [3] Wettergren H.L., Olsson K.O.: Dynamic instability of a rotating asymmetric shaft with internal viscous damping supported in anisotropic bearings, Journal of Sound and Vibration, 195(1), 1996.
- [4] Jei Y.G., Lee C.W.: Modal characteristics of asymetrical rotor-bearing systems, Journal of Sound and Vibration, 162(2), 1993.
- [5] Kang Y., Sheen G.J., Wang S.M.: Development and modification of a unified balancing method for unsymmetrical rotor-bearing systems, Journal of Sound and Vibration, 199(3), 1997.
- [6] Nelson H.D., McVaugh J.M.: The Dynamics of Rotor Bearing Systems Using Finite Elements, Journal of Engineering for Industry 98, 1976.
- [7] Zachwieja J.: Analysis of dynamics of Stodola-Green rotor in flexible bearing, Developments in Machinery Design and Control, 3, 2004.
- [8] Zachwieja J.: Efekt żyroskopowy w dynamice walców maszyny papierniczej, Zeszyty Naukowe ATR, Mechanika 53, 2002.



Autor jest adiunktem w Katedrze Mechaniki Akademii Stosowanej Techniczno - Rolniczej w Bydgoszczy. Zajmuje się zagadnieniem drgań układów mechanicznych oraz mechaniki płynów. Jest autorem publikacji z zakresu dynamiki maszyn oraz problematyki drgań kawitacyjnych rurociagów.

ZASTOSOWANIE SYSTEMU WIZYJNEGO DO DETEKCJI I LOKALIZACJI USZKODZEŃ

Piotr KUROWSKI¹, Piotr KOHUT²

¹Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków kurowski@agh.edu.pl
²Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków pko@agh.edu.pl

Streszczenie

W artykule zostały zaprezentowane możliwości wykorzystania systemu wizyjnego, który w połączeniu z narzędziami do przeprowadzenia analizy modalnej pozwala na detekcję i lokalizację uszkodzenia. Główna idea proponowanego rozwiązania polega na zastosowaniu pomiaru drgań przy pomocy systemu wizyjnego, zbudowaniu modelu modalnego oraz wykorzystaniu metod energetycznych opartych o analizę przebiegu postaci drgań do detekcji uszkodzenia. Podstawowy problem, jaki należało rozwiązać w proponowanym systemie było uzyskanie globalnych postaci drgań na podstawie sklejania postaci częściowych. Utworzone w ramach pracy algorytmy zostały zaimplementowane i przetestowane w środowisku programowym MATLAB jako funkcje rozwijanego w KRiDM AGH narzędzia do analizy modalnej VIOMA.

Słowa kluczowe: analiza modalna, analiza i przetwarzanie obrazów, metody energetyczne.

VISION BASED SYSTEM FOR SHM APPLICATION

Summary

In the paper possibilities of the application of vision techniques connected with modal analysis for damage detection and localization are presented. The main idea of the proposed solution relies on vibration registering by means of a vision system, modal experiment realization and energy method using. The key feature of this new solution is that global mode shapes are obtained by partial mode shapes sticking together. Developed algorithms (for image processing and modal experiment realization) were implemented and tested in programming environment MATLAB in which by means of developed in KRiDM AGH software – VIOMA – modal experiment was carried out.

Keywords: modal analysis, image processing and analysis, energy methods.

1. WPROWADZENIE

Użyteczność metod diagnostycznych opartych na modelu (a w szczególności modelu modalnym) i służących do detekcji i lokalizacji uszkodzeń została wielokrotnie potwierdzona w literaturze [8]. W klasycznym podejściu zastosowanie takich metod jest jednak stosunkowo pracochłonne i czasochłonne. Chodzi tutaj głównie o etap gromadzenia danych pomiarowych. Dla potrzeb diagnozowania pracy urządzenia konieczne jest posiadanie modelu badanego urządzenia w co najmniej dwóch stanach jego pracy nieuszkodzonym oraz w momencie, w którym możliwa jest detekcja symptomu związanego z pojawiającym się uszkodzeniem. Sytuacja taka wymusza konieczność kilkakrotnego powtarzania eksperymentu pomiarowego. Z drugiej strony wiadomo, iż model modalny dla poprawnego odwzorowania zachowania badanego obiektu wymaga wielu punktów pomiarowych rozłożonych na całej konstrukcji. Proces budowy modelu modalnego przebiega w kilku etapach:

• planowanie eksperymentu,

- zgromadzenie niezbędnych danych,
- wykonanie analiz zbudowanie modelu modalnego,
- walidacja modelu.

W przypadku zastosowań diagnostycznych proces planowania eksperymentu wykonywany jest jednokrotnie. Polega on na przygotowaniu sieci punktów pomiarowych, w których niezbędne jest zebranie przebiegu drgań, zbudowanie modelu geometrycznego urządzenia, wybranie punktów referencyjnych. Najbardziej czasochłonny etap związany jest ze zgromadzeniem danych pomiarowych i ich archiwizacją. Kolejne etapy, związane z budową modelu modalnego oraz jego walidacją, mogą zostać w dużej mierze zautomatyzowane, dlatego czas potrzebny do ich wykonania jest proporcjonalnie niewielki.

Zamiarem autorów niniejszego opracowania jest pokazanie iż zastosowanie technik wizyjnego pomiaru drgań w miejsce metod klasycznych daje poprawne wyniki związane z detekcją i lokalizacją pojawiającego się na konstrukcji uszkodzenia, a ponadto pozwala na znaczne skrócenie procesu pomiarowego.
2. METODOLOGIA

Prace wstępne związane z wykorzystaniem technik wizyjnych do pomiaru drgań zostały opublikowane m.in. w [13]. W publikacji tej pokazano, iż prezentowana technika daje dobre rezultaty i może zostać zastosowana dla obiektów o niewielkich rozmiarach. Krytycznym parametrem jest w przypadku tego typu pomiarów rozdzielczość przestrzenna zbieranego obrazu. W przypadku dużych obiektów rozdzielczość przestrzenna jest stosunkowo niska, co w krytycznym przypadku uniemożliwia pomiar drgania. W przypadku pomiarów drgań dużych obiektów konieczne jest zwiększenie tego parametru do poziomu pozwalającego na wyznaczenie przebiegu drgań. Ma to na celu umożliwienie rejestracji przemieszczenia danego punktu pomiarowego na kilku poziomach kwantyzacji przetwornika wizyjnego. Zwiekszanie rozdzielczości przestrzennej może zostać zrealizowane na kilka sposobów. Pierwszym sposobem jest poprawa iakości stosowanego przetwornika obrazu. Rozwiązanie to najczęściej nie może być zastosowane z uwagi na koszt. Inna możliwościa poprawy rozdzielczości jest podział badanego obiektu na fragmenty. Pomiar drgań wykonywany jest następnie kolejno na każdym z wydzielonych fragmentów. Sytuacja taka bardzo przypomina klasyczny pomiar drgań z wykorzystaniem klasycznych czujników stykowych. Ograniczeniem metody wizyjnej w czasie takiej realizacji pomiarów jest konieczność badania ściśle określonego obszaru, który jest "widziany" przez układ wizyjny. Powoduje to, iż niemożliwe jest, tak jak w przypadku pomiaru z czujnikami stykowymi, zastosowanie jednego punktu referencyjnego, w którym pomiar byłby dokonywany w każdej sesji pomiarowej. Jest to poważne ograniczenie. Jego konsekwencją w trakcie budowania modelu modalnego jest brak możliwości otrzymania kompletnego modelu modalnego dla całej konstrukcji w trakcie jednej analizy. Konieczne staje się, więc wykonanie wielu analiz częściowych dokonanie ich konsolidacji. następnie i Najtrudniejszym etapem konsolidacji jest utworzenie wektora modalnego na podstawie jego składowych otrzymanych w kilku analizach. Ten proces postaci drgań klejenia wymaga dodatkowych zabiegów wstępnych. Każde sklejane ze sobą części postaci drgania muszą posiadać, co najmniej jeden punkt wspólny. Na podstawie znajomości tych punktów możliwa jest do wykonania normalizacja amplitudy postaci drgania oraz dopasowanie początkowych kątów fazowych. Sklejone postacie drgań mogą zostać następnie wykorzystane w procesie detekcji i lokalizacji uszkodzenia. W artykule w tym celu wykorzystana została metoda energetyczna bazująca na badaniu zmian w przebiegu postaci drgań, a w szczególności drugich pochodnych postaci po współrzędnych, czyli zmian energii odkształcenia związanych z daną postacią i danym uszkodzeniem

konstrukcji. Wyróżnić można tutaj podejście czysto eksperymentalne, w którym energię odkształcenia oblicza się na podstawie zmierzonych postaci drgań oraz eksperymentalno-analityczne, w którym konieczna jest znajomość macierzy sztywności układu. Wskaźnik uszkodzenia, zdefiniowany na podstawie energii odkształcenia w metodzie eksperymentalnej, ma postać:

$$\beta_{ik} = \frac{(\bar{U}_{ik} + \bar{U}_k) \cdot U_k}{(U_{ik} + U_k) \cdot \bar{U}_k}$$
(1)

gdzie:

- *U*_{*ik*} energia odkształcenia w punkcie i dla k-tej postaci drgań własnych dla konstrukcji nieuszkodzonej,
- *U*_{*ik*} energia odkształcenia w punkcie i dla k-tej postaci drgań własnych dla konstrukcji uszkodzonej,
- U_k całkowita energia odkształcenia k-tej postaci drgań własnych dla konstrukcji nieuszkodzonej,
- \bar{U}_{k} całkowita energia odkształcenia k-tej postaci drgań własnych dla konstrukcji uszkodzonej,

Energie odkształcenia danej postaci drgania mogą zostać wyznaczone na podstawie zależności opisanych równaniami:

$$\bar{U}_{ik} = \int_{a}^{b} [\bar{\psi}_{i}(\mathbf{x})]^{2} d\mathbf{x} \qquad \bar{U}_{k} = \int_{0}^{L} [\bar{\psi}(\mathbf{x})]^{2} d\mathbf{x}$$
$$U_{ik} = \int_{a}^{b} [\psi_{i}(\mathbf{x})]^{2} d\mathbf{x} \qquad U_{k} = \int_{0}^{L} [\psi(\mathbf{x})]^{2} d\mathbf{x}$$

gdzie:

- Ψ wektor modalny dla konstrukcji nieuszkodzonej,
- $\bar{\Psi}$ wektor modalny dla konstrukcji uszkodzonej,
- a i b granice obszaru, w którym bada się możliwość powstania uszkodzenia,
- L długość belki,
- x zmienna całkowania.

Powyższe wzory są spełnione dla konstrukcji belkowych, jednak mogą one być uogólnione na innego rodzaju konstrukcje. W przypadku rozważania więcej niż jednej postaci drgań, wskaźnik uszkodzenia oblicza się jako sumę wskaźników dla rozważanych postaci. W celu uzyskania przebiegu postaci drgań, który można dwukrotnie różniczkować stosuje się aproksymację wielomianową. Takie rozwiązanie prowadzi do bardziej gładkich przebiegów postaci i mniejszych błędów różniczkowania. Konstrukcję uważa się za uszkodzoną, jeśli wskaźnik uszkodzenia różni się znacząco w sensie statystycznym od wartości dla konstrukcji nieuszkodzonej, to jest od wartości 1.

3. EKSPERYMENT

W celu weryfikacji opracowanych algorytmów wykonano testy modalne. Do przeprowadzenia powyższych testów przygotowano stanowisko badawcze zaprezentowane na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat stosowanego układu pomiarowego

Elementy składowe tego stanowiska to:

1) System wizyjny:

- Oświetlenie (halogen 1000W)
- Kamera cyfrowa X-Stream. Pobrane sekwencje obrazów były zapisywane w postaci plików w formacie '*.avi". Kamera cyfrowa X-Stream umożliwia akwizycję danych z częstotliwością ponad 30 000 Hz [www.idtpiv.com].
- Oprogramowanie wykonane w środowisku Matlab
- 2) Obiekt laboratoryjny
- Górna pozioma część stalowej ramy
- Wzbudnik (sterowany szumem losowym)
- Aparatura sterująca pracą wzbudnika (generator drgań, wzmacniacz sygnału)
- Komputer pomiarowy z oprogramowaniem

Do zrealizowania przedstawionych powyżej założeń wykonane zostały cztery serie testów. Pierwszy na konstrukcji nieuszkodzonej oraz trzy kolejne dla postępującego uszkodzenia. polegało na nacinaniu Uszkodzenie belki w wybranym punkcie geometrycznym. Głębokość nacięcia dobrana została w taki sposób, aby uzyskać uszkodzenie na poziomach: 12.5% (5 mm), 32,5% (13 mm) oraz 50% (20 mm). Szerokość nacięcia wynosiła 1mm. W trakcie pomiarów drgania badanego obiektu wzbudzane były za pomocą wzbudnika elektrodynamicznego zamocowanego do jednej z podpór rys. 1. Drgania wymuszane były sygnałem szumu losowego.

Przed przystąpieniem do wykonania rejestracji przyjęto następujące założenia:

- badany obiekt podzielony został na cztery nakładające się podobszary,
- dwa sąsiadujące ze sobą podobszary posiadały co najmniej jeden punkt wspólny.

Z punktu widzenia systemu wizyjnego badany obiekt reprezentowany był przez uzyskane z kamery obrazy odblaskowych znaczników naklejonych na konstrukcję. Akwizycji obrazów z częstotliwością 400 Hz oraz rozdzielczością 1260x80 (pikseli) dokonano za pomocą kamery X-Stream. Przy jej pomocy możliwy był również automatyczny zapis pobranych obrazów do pamięci masowej komputera w formacie plików 'avi'. Pliki te stanowiły dane wejściowe do opracowanych i zaimplementowanych środowisku W programowym Matlab algorytmów i procedur do analizy obrazu (rys. 2). W wyniku ich numerycznej realizacji, dla każdej ramki obrazu obliczano współrzędne geometrycznych środków ciężkości analizowanych obiektów na płaszczyźnie obrazu. Transformacja otrzymanych danych z przestrzeni obrazu (piksele) na jednostki miary SI (milimetry) realizowana była przez opracowany moduł kalibracji.

Ostatecznie wykonane oprogramowanie pozwalało na otrzymanie geometrii analizowanego obiektu oraz na realizację analizy modalnej. Wyniki pomiarów dokonane przy pomocy systemu wizyjnego zostały następnie poddane analizie w przyborniku VIOMA.





Dokonano rejestracji danych w ten sposób, że dla każdej sesji związanej z pojedynczym przypadkiem uszkodzenia wykonane zostało 12 rejestracji (cztery podobszary wydzielone na badanym obiekcie, w których rejestracja powtarzana była trzy razy). Dane pomiarowe zebrane za pomocą systemu wizyjnego zostały następnie przekształcone do postaci amplitud przemieszczeń przebiegów drgań. Proces ten polegał na:

- Znormalizowaniu zmierzonych przemieszczeń bezwzględnych,
- Obliczeniu funkcji korelacji do wybranego przebiegu referencyjnego
- Uśrednieniu funkcji korelacji względem wszystkich wykonanych sesji pomiarowych (wykonane zostały 3 sesje pomiarowe).

Na podstawie obliczonych funkcje korelacji wyznaczono parametry modalne modeli częściowych. Do wyznaczenia parametrów modalnych wykorzystano operacyjny algorytm BR (ang. Balanced Realization). Analizy w każdym przypadku przeprowadzono w paśmie od 0 – 200Hz.

4. ANALIZA DANYCH POMIAROWYCH

Specyfika wykonanych pomiarów z wykorzystaniem systemu wizyjnego jest to, iż dostępnych jest kilka eksperymentów częściowych, dla których brakuje wspólnych globalnych punktów referencyjnych. Sytuacja taka powoduje, iż niemożliwa jest przeprowadzenie jednej wspólnej estymacji dającej wyniki globalne. W przypadku tego eksperymentu najbardziej istotne było otrzymanie dobrze odwzorowanych globalnych postaci drgań własnych, ponieważ to one są podstawa wyznaczenia dla wskaźników energetycznych związanych z pojawiającym się uszkodzeniem. Przyjęto następujące założenia:

- Sesje pomiarowe odpowiadające poszczególnym przypadkom uszkodzenia podzielone zostaną na grupy zawierające wspólny punkt (lub punkty).
- Punkty wspólne zostaną potraktowane jako referencyjne w danej analizie.
- Dla każdej grupy zostaną wyestymowane parametry modalne.
- Globalne postacie drgań zostaną "sklejone" z postaci częściowych. Podstawą do sklejenia postaci będą punkty wspólne dostępne na granicach postaci składowych.

W celu zrealizowania przedstawionych założeń dane zebrane za pomocą systemu wizyjnego zostały przekonwertowane do postaci wymaganej przez przybornik VIOMA. Następnie obliczono na podstawie przebiegów czasowych amplitud drgań funkcje korelacji. W związku z przedstawionymi powyżej założeniami konieczne było uzyskanie dwóch niezależnych zestawów funkcji korelacji. Jeden na podstawie pomiarów 1 i 2. Jako referencja wybrany został punkt 9. Drugi zestaw obliczony został na podstawie pomiarów 3 i 4 z wykorzystaniem punktu referencyjnego nr 25. Wykonane zostały analizy modalne dla obydwu zestawów funkcji korelacji. Postacie drgań uzyskane w obydwu analizach zawierały dwa punkty wspólny (nr 17 i 18). Punkty te wykorzystane zostały w dalszej kolejności do połaczenia postaci na podstawie postaci częściowych.

Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Pomiar 4	
1 2 3 4 5 6 7 8	9 10 11 12 13 14 15 16	17 18 19 20 21 22 23 24	25 26 27 28 29 30 31 32 33	
Rys. 3. Schemat podziału badanej belki do				
wykonania pomiarów wizyjnych				

Do wykonania estymacji użyto algorytmu BR (ang. Balanced Realisation). Dla każdego przypadku pomiarowego, belki nieuszkodzonej oraz z postępującym uszkodzeniem wykonano po dwie analizy częściowe. Wyniki estymacji przedstawiono w tabelach 1-4. Na rys. 4 pokazano natomiast przykładowe postacie drań przed wykonaniem klejenia.

Tabela 1. Wyniki estymacji parametrów modelu modalnego belki bez uszkodzenia

Bez uszkodzenia			
Część 1		Część 2	
Częst. [Hz]	Tłum. [%]	Częst. [Hz]	Tłum. [%]
11,01	2,42	10,99	2,23
43,96	0,67	43,98	0,73
60,09	1,94	60,02	2,03
122,48	0,54	122,41	0,06
161,50	0,51	161,93	0,68

Zestawione w tabelach wyniki pokazują, iż w badanym zakresie częstotliwości udało się zidentyfikować pięć biegunów i odpowiadającym im postaci drgań. Dodatkowo w analizach związanych z uszkodzeniami 32,5% oraz 50% pojawiło się po jednym dodatkowym biegunie. Zadaniem procesu konsolidacji było dokonanie sprawdzenia czy bieguny te wnoszą dodatkową informację o układzie czy też jest to biegun, który z przyczyn numerycznych znalazł się, dwukrotnie w zestawie wynikowym.

Tabela 2. Wyniki estymacji parametrów modelu modalnego belki z uszkodzeniem 12,5%

Uszkodzenie 12,5%			
Część 1		Część 2	
Częst. [Hz]	Tłum. [%]	Częst. [Hz]	Tłum. [%]
11,04	2,23	10,98	2,55
44,02	0,70	43,99	0,72
59,86	2,18	59,89	2,23
123,00	0,45	122,95	0,44
162,02	0,47	161,68	0,69

Tabela 3. Wyniki estymacji parametrów modelu modalnego belki z uszkodzeniem 32,5%

Uszkodzenie 32,5%			
Część 1		Część 2	
Częst. [Hz]	Tłum. [%]	Częst. [Hz]	Tłum. [%]
-	-	10,9405	3,2054
11,02	2,4959	10,9953	1,9934
44,0056	0,6311	43,9984	0,7207
59,8728	2,241	59,9576	2,1568
122,6742	0,3322	122,6731	0,7752
161,6822	0,5476	161,2106	0,428

Tabela 4. Wyniki estymacji parametrów modelu modalnego belki z uszkodzeniem 50%

Uszkodzenie 50%			
Część 1		Część 2	
Częst. [Hz]	Tłum. [%]	Częst. [Hz]	Tłum. [%]
10,9875	1,864	10,9286	2,5353
44,0609	0,6917	43,9498	0,7193
59,7634	2,2375	59,7765	2,0612
-	-	122,6687	0,6141
122,8776	0,4271	122,9105	0,6775
160,9004	0,3496	160,7399	0,7892

W przypadku obydwu analiz po konsolidacji okazało się, iż bieguny są nadmiarowe. Bieguny wybrane do procesu sklejania zostały w odpowiednich tabelach 1 - 4 poukładane wierszowo. Bieguny odrzucone natomiast nie mają par.

Ważnym spostrzeżeniem związanym z otrzymanymi wynikami analiz jest to, że czestotliwości biegunów oraz współczynniki tłumienia praktycznie nie zmieniają swoich wartości wraz uszkodzenia ze wzrostem zadawanym na badanym obiekcie. Zmiany są na poziomie błędów estymacji i dlatego w przypadku tego obiektu na ich podstawie nie można nic powiedzieć na temat tego, że uszkodzenie w ogóle pojawiło się na badanym obiekcie.

W kolejnym kroku obliczeń przystąpiono do procesu sklejania postaci drgań. Na rys. 4 przedstawiono po dwie przykładowe postacie drgań otrzymane w wyniku analiz częściowych. Na rysunku tym widać, że fazy początkowe składanych postaci są różne. Dla umożliwienia wizualizacji postaci na jednym wykresie wstępnie dokonano skalowania amplitud. W przypadku ogólnym klejenie musi jednak uwzględnić synchronizację zarówno amplitud jak i faz. Zazwyczaj występuje także konieczność normalizacji postaci przed przystąpieniem do procesu kleje nia.



Rys. 4. Przykładowe postacie drgań otrzymane w wyniku estymacji modeli częściowych

W celu otrzymania postaci globalnych dokonano konsolidacji wyników estymacji a następnie sklejenia składowych postaci drgań (rys. 5.). Jako parametry opisujące bieguny układu przyjęto wartości odpowiadające pierwszej części postaci. Przykładowe wyniki sklejenia postaci przedstawiono w dodatku 1.



Rys. 5. Przykładowe postacie drgań otrzymane w wyniku sklejania postaci częściowych

Otrzymane globalne postacie drgań zostały następnie użyte do wyznaczenia wskaźników energetycznych pozwalających na detekcję i lokalizację uszkodzenia. Przyjmując model geometryczny badanego obiektu jako element belkowy, wskaźniki energetyczne opisane równaniem 1 zaimplementowano w środowisku Matlab. Przykładowe wyniki dokonanych obliczeń przedstawiono na rysunkach. 6 i 7.



Rys. 6. Wynik zastosowania metody energetycznej do detekcji i lokalizacji 12,5% uszkodzenia



Rys. 7. Wynik zastosowania metody energetycznej do detekcji i lokalizacji 50% uszkodzenia

Z zaprezentowanych rysunków wynika, iż uszkodzenie wykonane na obiekcie zostało poprawnie zidentyfikowane już dla najmniejszego uszkodzenia badanego obiektu.

5. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE

Przedstawiony eksperyment pokazuje, iż zastosowanie możliwe jest systemu diagnostycznego opartego na pomiarach drgań metodami wizyjnymi do detekcji i lokalizacji uszkodzenia pojawiającego się na konstrukcji. Problemem, jaki należało rozwiązać była zbyt mała rozdzielczość przestrzenna uzyskiwanego obrazu niepozwalająca wystarczająco na dobre odwzorowanie występujących badanej na konstrukcji drgań.

Rozwiązaniem problemu było zwiększenie rozdzielczości przestrzennej rejestrowanego obrazu kosztem zmniejszenia jego wielkości. Implikowało to konieczność zwiększenia liczby eksperymentów oraz wymusiło potrzebę sklejania postaci drgań. W kolejnym etapie utworzony został algorytm pozwalający na sklejanie postaci drgań i zastosowanie metody energetycznej do detekcji oraz lokalizacji uszkodzenia na podstawie analizy globalnych postaci drgań. Z przeprowadzonego doświadczenia wynika, iż przedstawione rozwiązanie pozwoliło na detekcję i lokalizację uszkodzenia, w tym przypadku, większego od 12,5%.

PODZIĘKOWANIE

Praca wspierana przez Komitet Badań Naukowych w ramach grantu nr: 4 T07B 057 26.

LITERATURA

- [1] Freymann R., Honsberg W., Winter F., Steinbichler H., Holographic modal analysis, Laser in Research and Engineering, *Springer Verlag Berlin*, 1996, 530-542.
- [2] Heylen W., Lammens S., Sas P. Modal Analysis Theory and Testing. Department of Mechanical Engineering, *Katholieke Universiteit Leuven*, Leuven, Belgium, 1995.
- [3] Image Processing Toolbox for use with MATLAB, The *MathWorks Inc.*,2002.
- [4] Jahne B., Digital image processing: concepts, algorithms, and scientific application, *Springer-Verlag*, Berlin, 1995.
- [5] Klette R., Zamperoni P., Handbook of image processing operators, *JohnWiley&Sons Ltd.*, New York, 1996.
- [6] Kohut P, Uhl T., The rapid prototyping of the visual servoing on Matlab/Simulink/dSPACE



Dr inż. Piotr KUROWSKI Jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademii Górniczo Hutniczej w Krakowie. Jego zainteresowania naukowe skupiaja sie na zagadnieniach przetwarzania sygnałów, problemów dynamiki konstrukcji oraz prototypowaniu algorytmów klasycznej

operacyjnej analizy modalnej. Jest autorem kilku publikacji związanej z podanymi tematami. Jest również autorem oprogramowania do analizy modalnej VIOMA prezentowanego w pracy. environment, Proc. of the 7th IEEE International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, Międzyzdroje, 28-31 August 2001, 672-677.

- [7] Kurowski P., Identyfikacja modeli modalnych konstrukcji mechanicznych na podstawie pomiarów eksploatacyjnych, *Praca doktorska*, AGH, Kraków 2001.
- [8] Kurowski P., Uhl T., VIOMA 2.0 users guide, Dept of Robotics and Machine Dynamics AGH, Krakow 2003.
- [9] Shapiro L, Stockman G., Textbook: Computer vision, *Prentice-Hall*, 2001.
- [10] Tadeusiewicz R., Vision systems of industrial robots (In Polish), WNT, Warszwa, 1992.
- [11] Uhl T., Computer aided identification of mechanical constructions models (in Polish), WNT, Warszawa, 1997.
- [12] Van Der Auweraer H., Steinbichler H., Vanlanduit S., Haberstok C., Freymann R., Storer D., Linet V., Application of Stroboscopic and Pulsed-Laser ESPI to Modal Analysis Problems, *Measurement Science and Technology*, Vol. 13 (4), Apr. 2002, 451-463.
- [13] Kohut P., Kurowski P., Wykorzystanie systemów wizyjnych do przeprowadzenia analizy modalnej konstrukcji , *Diagnostics '* 2004 – 3rd International Congress of Technical Diagnostics, s.265-270, 6-9 września, Poznań, 2004.



Dr inż. Piotr KOHUT Jest adiunktem W Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademii Górniczo Hutniczej Krakowie. w Zainteresowania naukowe: mechatronika, systemy wizyjne, środki i metody komputerowego przetwarzania obrazów,

analiza ruchu oraz techniki stosowane w pomiarach obiektów trójwymiarowych. Jest autorem publikacji i opracowań naukowych dotyczących wspomnianych zagadnień.

DODATEK 1

Przykładowe postacie drgań uzyskane w wyniku klejenia postaci częściowych

Nr post.	Konstrukcja bez uszkodzenia	12,5% uszkodzenia konstrukcji	32,5% uszkodzenia konstrukcji	50% uszkodzenia konstrukcji
2				
3			\sim	

CHARAKTERYSTYKI WYBIEGOWE TURBOZESPOŁU WYRAŻONE KASKADOWYMI WYKRESAMI DRGAŃ W OBECNOŚCI DEFEKTU ROZOSIOWANIA ŁOŻYSK

Józef RYBCZYŃSKI

Instytut Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego, Polska Akademia Nauk 80-952 Gdańsk, ul. Fiszera 14, tel.: (+48-58) 3460881 wew. 273, fax: (+48-58) 3416144 e-mail: ryb@imp.gda.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki analizy drganiowej stanów przejściowych turbozespołu dużej mocy z defektem w postaci rozosiowania łożysk. Symulowano maksymalne dopuszczalne przemieszczenie poszczególnych łożysk turbozespołu i prowadzono obliczenia stanu dynamicznego wirników i łożysk. Wyznaczono zakresy dopuszczalnych przemieszczeń łożysk turbozespołu ze względu na kryteria dopuszczalnego obciążenia i drgań łożysk. Wyniki przedstawiono w postaci kaskadowych wykresów drgań węzłów łożyskowych. Badania umożliwiają utworzenie systemu relacji diagnostycznych związanych z defektem rozosiowania łożysk. Stwierdzono, że niektóre przemieszczenia łożysk w stosunku do ich bazowego, projektowanego położenia, mogą skutkować przekroczeniem dopuszczalnych drgań łożysk oraz scharakteryzowano skutki tych defektów.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, maszyna wirnikowa, łożysko ślizgowe.

RUNDOWN CHARACTERISTICS OF THE TURBINE SET IN THE PRESENCE OF BEARING'S DISLOCATION DEFECT EXPRESSED BY WATERFALL VIBRATION DIAGRAMS

Summary

The paper presents the results of the vibration analysis of the great power turbine set at transient conditions in the presence of bearing's dislocation defect. The maximum permissible dislocation of particular bearings was simulated in the turbine set numerical model and the dynamical state of rotors and bearings was computed. The ranges of permissible dislocation of bearings of the turbine set was determined in regard to criteria of bearings' allowable load and vibration. The results are presented as vibration waterfall diagrams of the bearing nodes. The investigations enabled creation of the system of diagnostic relations related to bearing displacement defects. There has been found that some bearing displacements in relation to their basic design location can result in exceeding of permissible vibration of the bearing nodes during machine's rundown. The neuralgic points and directions of bearing's displacements have been determined and the effects of the defects have been characterised.

Keywords: technical diagnostics, rotating machine, slider bearing.

1. WPROWADZENIE

Turbozespoły wielkiej mocy z reguły składają się z kilku wirników połączonych sprzęgłami i podpartymi w kilku łożyskach ślizgowych. Łożyska takiej maszyny muszą być ustawione względem siebie w taki sposób, aby poszczególne wały tworzyły linię łańcuchową. Przemieszczenie któregokolwiek łożyska w stosunku do tego położenia bazowego zmienia warunki pracy łożysk, a przez to warunki pracy całej maszyny. Mogą być generowane drgania wirników i łożysk [1, 3-5, 8]. Zmianie ulegną zatem także charakterystyki wybiegowe maszyny. Z tego względu o istnieniu w turbozespole defektu rozosiowania łożysk informację mogą nieść także drgania łożysk.

Podczas procesu odstawiania maszyny cenna jest wiedza o tym, jakie drgania będą towarzyszyły procesowi wybiegu. Należy także zwrócić uwagę, że zestawienia związków między przemieszczeniami łożysk a stanem dynamicznym i kinetostatycznym maszyny, wyrażonym drganiami i obciążeniami łożysk, są w istocie zbiorami relacji diagnostycznych. Mogą zatem być włączone do bazy wiedzy diagnostycznej dla konkretnej maszyny [2, 3, 6].

Badania polegały na obliczeniach stanu dynamicznego i statycznego linii wirników z symulowanym defektem rozosiowania łożysk za pomocą zestawu programów serii MESWIR. Wprowadzenie defektu do bazowego modelu maszyny polegało na przemieszczeniu poszczególnych łożysk o maksymalną dopuszczalną wielkość, obliczoną uprzednio ze względu na dwa kryteria jednocześnie: kryterium drganiowe i kryterium obciążenia łożysk.

Stan dynamiczny turbozespołu w procesie wybiegu został przedstawiony w formie zbioru wykresów kaskadowych drgań każdego z łożysk w każdym z możliwych stanów granicznych przemieszczeń łożysk a także w formie zbiorczych wykresów maksymalnej amplitudy drgań łożysk w funkcji prędkości obrotowej. Na podstawie wykresów kaskadowych i wykresów drgań maksymalnych przeprowadzono analizę związków między przemieszczeniem poszczególnych łożysk a charakterystykami wybiegowymi turbozespołu, opisanymi drganiami węzłów łożyskowych.

2. UWARUNKOWANIA BADAŃ I ZASTOSOWANA PROCEDURA

Celem badań była analiza stanu dynamicznego turbozespołu w obecności defektu rozosiowania łożysk w stanach nieustalonych. Przez stan nieustalony należy tu rozumieć rozruch lub wybieg maszyny. W rzeczywistości, ze względu na sposób działania głównego narzędzia do obliczeń, proces wybiegu lub rozbiegu jest scharakteryzowany generowanych zbiorem stanów statycznych z odpowiednim krokiem w zakresie zmian prędkości obrotowej maszyny. Jako defekt w badaniach przyjmowano wyznaczone wvniku w wcześniejszych prac maksymalne dopuszczalne przemieszczenia łożysk w czterech kierunkach: w prawo, w lewo, w górę i w dół, ze względu na łączne kryterium, dopuszczalnych obciażeń łożysk i dopuszczalnych drgań łożysk [7].

Obiektem badań był turbozespół wielkiej mocy 13K215 składający się z turbiny o mocy 200 MW i generatora. Jest to zespół czterokadłubowy, którego wirniki podparte są w siedmiu łożyskach ślizgowych. Cztery odcinki wałów połączone są trzema sprzęgłami. Newralgicznymi elementami turbozespołu są dwie pary łożysk: nr 3 i 4 oraz nr 5 i 6. Łożyska obu tych par są położone blisko siebie i podparte są na wspólnym stojaku.

Obliczano odpowiedzi maszyny na maksymalne dopuszczalne przemieszczenia wszystkich siedmiu łożysk turbozespołu w czterech kierunkach, a więc na 28 elementarnych defektów. Symptomami każdego z defektów są drgania względne i drgania bezwzględne wszystkich siedmiu łożysk w kierunku poziomym i w kierunku pionowym, przedstawione na wykresach kaskadowych. Są to wykresy amplitud drgań w funkcji częstotliwości dla dyskretnych wartości prędkości obrotowej w zakresie od 1000 do 3000 obr/min z rozdzielczością 50 obr/min. Na podstawie wykresów kaskadowych wykonane zostały wykresy maksymalnej amplitudy drgań w funkcji chwilowej prędkości obrotowej. Nie zawierają one, co prawda, informacji o częstotliwości drgań maksymalnych, ale pozwalają ocenić wstępnie, czy drgania podczas wybiegu maszyny mieszczą się w normie.

Ze względu na to, że badania miały charakter porównawczy, konieczne było stworzenie przypadku odniesienia dla analizy wpływu defektu na charakterystyki wybiegowe maszyny. Model numeryczny przypadku bazowego został utworzony i dostrojony w oparciu o wyniki pomiarów systemu diagnostycznego DT200 zainstalowanego w jednej z elektrowni. Odpowiada mu praca turbozespołu w stanie ustalonym przy 3000 obr/min.

3. ANALIZA I INTERPRETACJA WYNIKÓW

Analizę wpływu maksymalnych dopuszczalnych przemieszczeń łożysk na obraz drgań turbozespołu podczas jego wybiegu przeprowadzono dla wszystkich przypadków przemieszczeń wszystkich siedmiu łożysk w czterech kierunkach: w prawo, w lewo, w górę i w dół. Praktyczne znaczenie taka analiza ma przede wszystkim w odniesieniu do przemieszczeń łożysk 3 - 6, gdyż zakresy ich dopuszczalnych przemieszczeń są niewielkie. Łożyska 1, 2, 7 są oddalone od siebie i od innych łożysk, są umieszczone w osobnych korpusach i podpierają wały stosunkowo długie i wiotkie. Wskutek zakresy dopuszczalnych tego przemieszczeń tych łożysk są na tyle duże, że w praktyce eksploatacyjnej jest prawie niemożliwe tak duże przemieszczenie się łożysk, ani termiczne, ani nawet awaryjne.

Dla każdego z 28 możliwych przypadków indywidualnych przemieszczeń łożysk wykonane wykresy kaskadowe przedstawiające zostały wybiegowy obraz drgań każdego z siedmiu łożysk. Podobne rysunki utworzono dla przypadku dla porównań. Ze zrozumiałych bazowego względów nie jest możliwe zamieszczenie wszystkich w niniejszym opracowaniu. Wyniki tylko badań zilustrowano wybranymi kaskadowymi przykładowymi wykresami i wykresami drgań maksymalnych. Rys. 1 przedstawia kaskadowe wykresy dla przypadku bazowego służące dla porównań. Na rys. 2 - 4 przedstawiono wykresy kaskadowe odnoszące się do drgań łożyska nr 5 wskutek przemieszczeń w lewo łożysk nr 4, 5, 7, odpowiednio. Każdy z tych rysunków zawiera cztery wykresy kaskadowe przedstawiające drgania względne czop - panew i drgania bezwzględne panwi w dwóch wzajemnie prostopadłych kierunkach. Na rys. 5 zamieszczono wykresy drgań maksymalnych dla przypadku bazowego dla wszystkich łożysk, a na rys. 6 wykresy drgań maksymalnych łożyska 5 przy przemieszczeniu w lewo łożysk nr 4, 5, 7, odpowiadające odpowiednim wykresom kaskadowym z rys. 2 - 4.

DIAGNOSTYKA'35 RYBCZYŃSKI, Charakterystyki wybiegowe turbozespołu wyrażone ...



Rys 1. Wykresy kaskadowe drgań łożyska nr 5 w przypadku bazowym podczas wybiegu



Rys. 2. Wykresy kaskadowe drgań łożyska nr 5 w obecności defektu przemieszczenia łożyska nr 4 w lewo o maksymalną dopuszczalną wielkość

DIAGNOSTYKA'35 RYBCZYŃSKI, Charakterystyki wybiegowe turbozespołu wyrażone ...



Rys. 3. Wykresy kaskadowe drgań łożyska nr 5 w obecności defektu przemieszczenia łożyska nr 5 w lewo o maksymalną dopuszczalną wielkość



Rys. 4. Wykresy kaskadowe drgań łożyska nr 5 w obecności defektu przemieszczenia łożyska nr 7 w lewo o maksymalną dopuszczalną wielkość

DIAGNOSTYKA'35 RYBCZYŃSKI, Charakterystyki wybiegowe turbozespołu wyrażone ...



Rys. 5. Wykresy drgań maksymalnych łożysk turbozespołu w przypadku bazowym



Rys. 6. Maksymalne amplitudy drgań łożyska nr 5 w obecności defektu przemieszczeń łożysk nr 4, 5 i 7 o maksymalna dopuszczalna wielkość. Objaśnienia do rysunku jak na rys. 5

DIAGNOSTYKA'35 RYBCZYŃSKI, Charakterystyki wybiegowe turbozespołu wyrażone ...

Zależności obrazu drgań łożysk turbozespołu od przemieszczeń łożysk jako zbiór relacji diagnostycznych zestawionych na podstawie kaskadowych wykresów drgań.

Drgania	Przemieszczenia	Wpływ przemieszczeń łożysk (wyszczególnionych w kol. 2)	
łożysk:	łożysk w kierunkach:	na obraz drgań łożysk wyszczególnionych w kolumnie l	
1	1 w prawo, 2 w lewo	- wzrost drgań w zakresie n=1300-2000; silny rezonans przy n= $\Gamma/00$;	
	1 1	zanik rezonansow przy $n=1160$ i $n=2040$	
	I w lewo, 2 w prawo	- wzmacnia rezonans przy n=2040; zanik rezonansu przy n=1160;	
	1 w dół 2 w góra	zanikają zupemie drgania przy n>2200	
	1 w doi, 2 w gorę	- wzłost urgan wzgręunych pozionnych	
	1 w lewo, 2 w prawo	- stabilizuje drgalila w catylil zakresie prędkości obrotowych silny rozonona 1/2X przy n=2200, rozonona 1X dla n=1160	
	2 w gorę	- siniy rezonans 1/2A przy n–2200; rezonans 1A dia n–1100 stabilizuje drganje w celum zekrosje n	
	3 w prawo	- stabilizuje digania w catyli zakresie n generuje drganja 2X w zakresje n=1300, 2600	
2	1 w góra	silne drgania wzgledne poziome 1/2X w zakresie n=2500, 2800:	
2	i w golę	przekraczają dopuszczalne w zakresie n=2300-2700	
	1 i 2 w poziomie	- wygasza rezonanse przy n=1160; wzmacnia rezonanse w zakresie	
		n=1500-2000; zmniejsza drgania przy n>2400	
	1 w prawo, 2 w lewo	- generuje rezonans przy n=1900	
	1 w lewo, 2 w prawo	- generuje rezonans przy n=1700	
	2 i 3 w pionie	 zmniejsza drgania w całym zakresie prędkości 	
3	1, 2, 3 w poziomie	- wygasza drgania przy n=1160; wzmacnia rezonanse w zakresie	
		n=1500–2000; zmniejsza drgania przy n>2400	
	1 w prawo, 1 i 2 w lewo	- generuje rezonans przy n = 1700	
	2 w prawo, 3 w lewo	- wygasza drgania we wszystkich kierunkach	
	1 w dół, 2 w górę	- wzmacnia silnie rezonans przy n=1160	
	1 w górę	 generuje silne drgania względne poziome 1/2X w zakresie n=2500– 2800 	
	4 w lewo i w górę	 powoduje wzrost drgań w okolicy n=1400 	
4	4 w poziomie	- likwiduje rezonans przy n=2400	
	5 i 7 w prawo, 6 w lewo	 powoduje wzrost drgań przy n>2500 	
	2, 4, 6 w prawo,	- obniża drgania oraz likwiduje rezonans przy n=2000	
	3, 5, 7 w lewo		
	5 w lewo, 6 w prawo	 wygasza rezonans przy n=2040; generuje rezonanse przy n=1750 i przy n=2300 	
	5 w prawo	 generuje silne drgania; przy n>2700 daje przekroczenie dopuszczalnych drgań względnych 1/3X, 1/2X, 2/3X 	
5	5 i 7 prawo, 6 w lewo	 wzrost drgań przy n>2500; likwiduje rezonans przy n=2000 	
	5 i 7 lewo, 6 w prawo	 powoduje niewielkie obniżenie amplitudy drgań 	
	5 w prawo	 przy n>2700 daje przekroczenie dopuszczalnych drgań względnych 1/3X, 1/2X, 2/3X 	
	5 w lewo, 6 w prawo	- wygasza rezonans przy n=2040; generuje rezonanse przy n=1750 i n=2300	
	6 w lewo, 7 w prawo	- wzrost drgań w zakresie n>2500; rezonans przv n=2650	
	2 w prawo, 3 w lewo	- powoduje wygaszenie rezonansu dla n=2040	
	3 w lewo	- generuje rezonans przy n=1500	
	3 w dół	- zwiększa drgania bezwzględne pionowe panwi przy n=2040	
	4 w prawo	- zanik rezonansu przy n=2040 i pojawienie się rezonansu przy n=1450	
		dla drgań względnych poziomych i pionowych	
	4 w lewo	- generuje drgania względne i bezwzgl. przy n=2300-3000	
6	4 i 5 w poziomie	- likwiduje rezonans dla n=2200 i dla n=2800; wzbudza drgania względne	
	5 w prawo	przy ir 2000 - nowoduje wzrost drazń wzalednych dla n >2600 i rezonane przy	
		n=2950 z częstotliwościami 1/3X i 2/3X	
	6 w lewo 7 w prawo	- zanik rezonansu przy n = 2200 i wzmocnienie przy n= 2800	
7	4 w lewo	- wzrost amplitudy drgań względnych przy n=2800	
'	5 w prawo	- drgania 1/2X, 2/3X, poziome i pionowe przy n >2800	

Punktem wyjścia i odniesienia dla analizy jest przypadek bazowy, przedstawiony na rys. 1 i 5. Rozkład drgań synchronicznych wzdłuż osi prędkości obrotowej n na wykresach drgań maksymalnych można traktować jako superpozycję dwóch przebiegów:

- monotonicznego wzrostu amplitudy drgań wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Są to drgania wymuszone spowodowane siłami niewyważenia;
- krzywych rezonansowych z kilkoma lokalnymi maksimami, odpowiadającymi postaciom własnym poszczególnych elementów linii wirników. Sa to drgania rezonansowe.

W przypadku bazowym występują niemal wyłącznie drgania o częstotliwości podstawowej. Wyższe harmoniczne i podharmoniczne drgań są pomijalnie małe.

Cały zakres prędkości obrotowej można podzielić zgrubnie na 3 obszary:

- obszar prędkości n = 1000 - 1500 obr/min z pikiem rezonansowym przy n = 1160 obr/min,

- obszar prędkości n = 1500 - 2200 obr/min z pikiem rezonansowym przy n = 2040 obr/min,

- obszar prędkości n > 2200 obr/min, w którym amplitudy drgań wzrastają monotonicznie.

Analiza wykresów kaskadowych wykonanych dla wybiegu lub rozbiegu turbozespołu z łożyskami przemieszczonymi oraz porównanie tych wykresów z analogicznymi wykresami dla przypadku bazowego pozwoliła na zestawienie związków przedstawionych w tab. 4. Tabela ta zawiera informacje, jaki jest wpływ przemieszczenia poszczególnych łożysk na stan dynamiczny maszyny wyrażony drganiami poszczególnych łożysk. Zestawienie to można traktować jako zbiór relacji diagnostycznych dla rozpatrywanego turbozespołu.

Najbardziej podatne na zmiany obrazu drgań wskutek przemieszczenia łożysk turbozespołu są łożyska nr 3 i nr 5. W łożyskach tych istnieje największe niebezpieczeństwo rozwoju drgań podczas lub wybiegu maszyny startu z przemieszczonymi łożyskami. Łożysko nr 7 jest odporne na przemieszczenia wszystkich łożysk z punktu widzenia rozwoju drgań. Jest charakterystyczne, że przemieszczenie jednego z łożysk zwykle powoduje największe zmiany obrazu drgań nie łożyska przemieszczanego, ale łożysk sąsiadujących.

W całym zakresie prędkości obrotowej wirnika, od prędkości znamionowej do zatrzymania, przekroczenie dopuszczalnych drgań łożysk ma przypadkach: miejsce tylko pięciu w przemieszczenia łożyska nr 1 w górę, łożyska nr 2 w górę, nr 4 w prawo, łożyska nr 5 w prawo, łożyska nr 6 w lewo. W każdym z łożysk, oprócz łożysk 3 i 7 ma miejsce przekroczenie drgań dopuszczalnych względnych czop - panew w jakimś zakresie prędkości obrotowej. W łożyskach 5 i 6 ma ono miejsce w zakresie wysokich prędkości obrotowych, w tym dla nominalnej predkości obrotowej n=3000 obr/min. Tylko w tych dwóch przypadkach drgania

były kryterium, ze względu które obliczone zostały dopuszczalne przemieszczenia łożysk. W pozostałych przypadkach zanim spełnione zostało kryterium dopuszczalnych drgań łożysk, wcześniej przekroczone zostały dopuszczalne obciążenia łożysk, które limitowały ich maksymalne przemieszczenia. kryterium Oznacza to, że dopuszczalnych obciążeń łożysk okazało się silniejsze niż kryterium dopuszczalnych drgań.

Wykresy kaskadowe pokazują, że w większości przypadków maksymalne amplitudy drgań mają częstotliwość podstawowa, jednak czasem maksymalna amplituda jest zwiazana z któraś z wyższych harmonicznych badź któraś Z z podharmonicznych. W zdecydowanej większości analizowanych przypadków praca łożysk jest stabilna. W widmie drgań dominuje pierwsza harmoniczna. W kilku zaledwie przypadkach praca łożysk jest silnie niestabilna. W tych przypadkach podharmoniczna 1/3X jest kilkakrotnie większa niż pierwsza harmoniczna. Może to być efekt zjawiska bicia olejowego łożysk lub rozwiniętej niestabilności wirnika. Podobny charakter prezentują także drgania panwi.

4. WNIOSKI

- Przemieszczenie łożysk turbozespołu w stosunku do konstrukcyjnej linii kinetostatycznej prowadzi do zmiany poziomu drgań względnych i bezwzględnych łożysk podczas wybiegu w sposób zależny od kierunku i wielkości przemieszczenia.
- Przy granicznych przemieszczeniach łożysk charakter i wielkość drgań przy wybiegu zależne są od tego, czy dopuszczalne przemieszczenia zostały wyznaczone ze względu na kryterium drganiowe, czy ze względu na kryterium obciążenia łożysk.
- Kaskadowe charakterystyki wybiegu wskazują, że w przypadku, gdy kryterium dopuszczalnej pracy turbozespołu są obciążenia łożysk, maksymalne drgania mają częstotliwość pierwszej harmonicznej, a łożyska pracują stabilnie, natomiast gdy kryterium dopuszczalnej pracy są drgania, dominują drgania o częstotliwościach podharmonicznych 1/3X, 1/2X, 2/3X, a praca łożysk staje się niestabilna.
- Najbardziej newralgiczne ze względu na rozwój drgań podczas startu lub wybiegu maszyny z defektem rozosiowania łożysk są łożyska nr 3 i nr 5. Łożysko nr 7 jest odporne na przemieszczenia wszystkich łożysk.
- Uzyskane wyniki pozwalają na zestawienie zbioru relacji diagnostycznych pomocnych przy rozruchu lub wybiegu maszyny, mogących mieć zastosowanie w systemach diagnostycznych.

LITERATURA

- [1] Hamrock B., J.: Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill Inc, New York 1994.
- [2] Kicinski J., Drozdowski R., Materny P., "The non-linear analysis of the effect of support construction properties on the dynamic properties of multi support rotor systems", Journal of Sound and Vibration, 206(4), 1997. pp. 523-539.
- [3] Rao J., S: Vibratory Condition Monitoring of Machines, Narosa Publishing House, New Delhi, Chennai, Mumboi, Calcuta, London
- [4] Rybczyński J.: Optimization of Rotor Critical Speeds by Change of Features of Machine's Bearings, Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Power for Land, Sea, and Air, June 14– 17, 2004, Vienna, Austria, No. GT2004-54291.
- [5] Rybczynski J.: Analysis of additional vibrations encountered during investigations of rotor dynamics, Transactions of the Institute of Fluidflow Machinery, Vol. 108, 2001, p. 95

- [6] Rybczynski J.: Attempts of explanation of the reasons of vibrations of three-supported rotor recorded on the research rig for investigations of rotor dynamics, Proceedings, II International Congress of Technical Diagnostics, Warsaw, Sept. 19 - 22, Vol. 2 (2000), p. 219
- [7] Rybczyński J.: Analysis of Acceptable Nonalignment of Bearings of Large Power Turboset, Diagnostyka, Vol. 30/2 (2004), p. 97, Proc. of 3rd International Congress of Technical Diagnostics DIAGNOSTICS '2004, Poznan, Sept. 6 – 9, 2004.
- [8] Vance J., M.: Rotordynamics of Turbomachinery, A Wiley – Interscience Publications, New York, 1985.



Dr inż. Józef RYBCZYŃSKI

Wydziału Absolwent Budowy Maszyn Politechniki Gdańskiej, specjalności Maszyny Cieplne Wirnikowe. Doktor nauk technicznych 0 specjalności mechanika, adiunkt Instytucie w Maszyn Przepływowych

PAN w Gdańsku w Ośrodku Mechaniki Maszyn. Zakres pracy i zainteresowań zawodowych:

Dynamika wirników podpartych w łożyskach ślizgowych, diagnostyka maszyn, łożyska ślizgowe, badania eksperymentalne dynamiki wirników i fundamentów, techniki pomiarowe, programowanie numeryczne.

INTEGRACJA NIEZAWODNOŚCI I DIAGNOSTYKI

Adam PIETRZYK

Energocontrol sp z. o.o. ul. Lublańska 34 Kraków tel. 012 418 07 15

Tadeusz UHL

Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn Akademia Górniczo-Hutnicza al. Mickiewicza 30 Kraków tel. 012 634 35 05

Streszczenie

Obecnie coraz powszechniej stosowaną strategią utrzymania jest prowadzenie utrzymania "według ryzyka", (ang. Risk-based Maintenance). Strategia ta prowadzi do maksymalizacji zysków z eksploatacji urządzeń. Wykorzystanie technik monitorowania dostarcza informacji o bieżącym stanie technicznym urządzeń, pośrednio informując o ryzyku wystąpienia awarii. Zasadniczym problemem jest stworzenie modelu pozwalającego na ilościowe określenie związku sygnałów diagnostycznych z ryzykiem wystąpienia awarii urządzenia.

W pracy przedstawiono możliwość wykorzystania modelu ryzyk proporcjonalnych (ang. Proportional Hazards Model), który pozwala połączyć opis statystyczny z informacjami o stanie technicznym. Umożliwia to zbudowanie efektywnej opartej na rzeczywistym ryzyku strategii podejmowania decyzji eksploatacyjnych.

Słowa kluczowe: niezawodność, diagnostyka, ryzyko.

RELIABILITY AND DIAGNOSTIC INTEGRATION

Summary

Risk Based Maintenance is recently one of the most widely used maintenance policies over the Word. RBM achieves maximum profit from assets over its lifetime. Application of condition monitoring techniques gives information about equipment condition and indirectly about risk of failures. This paper describes properties of Proportional Hazards Model and possibilities of its application in Risk Based Maintenance implementation. PHM can be used in establishing maintenance policy according to statistical failure model along with information about observed machine condition.

Keywords: reliability, condition based maintenance, risk.

1. WPROPROWADZENIE

Sposób prowadzenia utrzymania parku maszynowego ewoluował na przestrzeni lat. Od pierwszego historycznie bardzo reakcyjnego modelu Breakdown Maintenance). (ang. poprzez prowadzenie zapobiegawczego utrzymania (ang. Preventive Maintenance) realizowanego za pomocą planowych remontów, aż po coraz powszechniej stosowane w ostatnich latach strategie utrzymania według bieżącej oceny stanu technicznego. Strategie te są realizowane w oparciu o wyniki prowadzonego monitorowania stanu (ang. Condition Based Maintenance). W chwili obecnej prowadzone utrzymanie jest zazwyczaj połączeniem wyżej opisanych metod [1].

Strategie utrzymania PM budowane są zazwyczaj w oparciu o prognozowany czas bezawaryjnej eksploatacji, a prognozy takie można uzyskać na drodze badań niezawodności.

Strategie typu CBM wykorzystują diagnostykę techniczną i pozwalają na dokonywanie bieżącej oceny stanu technicznego podzespołów maszyn. Bardzo istotnym zagadnieniem z punktu widzenia eksploatatorów jest jednak możliwość dokonywania prognozy rozwoju stanu maszyn a zwłaszcza wyznaczenie czasu pozostającego do końca bezpiecznej eksploatacji (ang. Remaining Useful Life). Przedsiębiorstwa w coraz większym stopniu dążą do prowadzenia utrzymania według oceny ryzyka (ang. Risk Based Maintenance) [2]. Prowadzenie utrzymania według RBM pozwala ustalić właściwe proporcje pomiędzy poszczególnymi strategiami utrzymania, przy uwzględnieniu czynników ekonomicznych [3]. Prowadzi to do zwiększenia gotowości urządzeń i ograniczenia kosztów ich eksploatacji (rys. 1). Podejście takie wymaga jednak przyjęcia modeli umożliwiających pomiar ryzyka.



Rys. 1. Wpływ strategii utrzymania na poziom gotowości i koszty

Pojęcie ryzyka jest ściśle zwiazane z prawdopodobieństwem. Dotychczas jedynymi modelami określenie pozwalającymi na prawdopodobieństwa i ocenę ryzyka były modele stosowane w analizie niezawodności [4, 5]. Coraz powszechniej jednak eksploatatorzy dysponują informacją diagnostyczną uzyskaną w wyniku wykonanych pomiarów diagnostycznych. Informacja ta powinna zostać przełożona na ocenę ryzyka wystąpienia awarii.

2. OGÓLNA IDEA INTEGRACJI NIEZAWODNOŚCI I DIAGNOSTYKI

Modele stosowane w analizie niezawodności pozwalają na wyznaczenie użytecznego czasu eksploatacji. Co więcej, modele te pozwalają wyznaczyć optymalny czas wykonywania odnowy (wymiany lub naprawy), jak również oszacować spodziewane koszty. Eksploatowane urządzenia poddawane są różnorodnym i zmiennym zazwyczaj obciążeniom eksploatacyjnym oraz bieżącym działaniom utrzymaniowym. Z tego powodu rzeczywisty czas bezpiecznej eksploatacji zmienia się dynamicznie (RUL zazwyczaj ulega skróceniu). Należy założyć, że w większości przypadków optymalny czas wykonania odnowy wynikający z początkowej niezawodności, ulegnie skróceniu na skutek oddziaływania czynników eksploatacyjnych. Z punktu widzenia utrzymania potrzebny jest model pozwalający uwzględnić wyniki zmian parametrów diagnostycznych, jak również jakości prowadzonych obsług, przy określaniu momentu dokonania odnowy.

Rozwój systemów pomiarowych i diagnostycznych prowadzi do możliwości monitorowania symptomów uszkodzeń, co wpływa na bieżące decyzje eksploatacyjne. Symptomy definiowane są jako wielkości mierzalne o odpowiedniej czułości na rozwój uszkodzenia. Sytuacja ta stwarza konieczność zdefiniowania na nowo pojęcia niezawodności urządzeń. Takim przykładem jest wprowadzone w pracy [6] pojecie niezawodności symptomowej.

3. MODEL RYZYK PROPORCJONALNYCH

W 1964 r. Cox postulował, aby decyzje związane z odnową urządzeń były podejmowane nie tylko w oparciu o czas eksploatacji, lecz również w oparciu o rzeczywisty stan techniczny urządzeń. W 1972r. Cox zaproponował model ryzyk proporcjonalnych (ang. Proportional Hazards Model), pozwalajacy określenie ryzyka na wystapienia uszkodzenia urzadzenia z wykorzystaniem informacii towarzyszących. Podejście to daje możliwość wykorzystania informacji diagnostycznych, pochodzących z okresowych kontroli i pomiarów diagnostycznych. Model PHM zakłada, że strumień częstości uszkodzeń jest nie tylko związany z czasem pracy, lecz również z pewnym zbiorem wartości mierzalnych czynników [7]. Mogą to być zarówno czynniki związane z otoczeniem (temperatura, wilgotność itp.) jak i wybrane symptomy diagnostyczne (amplitudy i częstości drgań, zawartość metali w olejach itp.)

W przypadku klasycznych modeli niezawodności strumień częstości uszkodzeń dany jest wzorem (1)[4].

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} \tag{1}$$

gdzie:

 $\lambda(t)$ - funkcja ryzyka

f(t)-gęstość rozkładu prawdopodobieństwa

R(t) - funkcja niezawodności

W modelu PHM funkcja zostaje zmodyfikowana tak by uwzględniać wpływ informacji diagnostycznych (2).

$$\lambda_{phm}(t,X) = \lambda_0(t) \cdot g(X,A)$$
(2)

gdzie:

 $\lambda(t)_{phm}$ - funkcja ryzyka modelu PHM

 λ_0 - bazowa funkcja ryzyka

g(X, A) - funkcja wpływu czynników

A - wektor współczynników wagowych

X - wektor czynników

Równanie (2) przedstawia ogólną nieparametryczną postać modelu. Na jej podstawie można budować modele parametryczne oparte na konkretnych rozkładach prawdopodobieństwa wystąpienia uszkodzeń. W przypadku rozkładu Weibulla bazowy strumień uszkodzeń zapisany jest równaniem (3) natomiast model PHM przyjmuje postać (4).

$$\lambda_0(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t}{\eta}\right)^{\beta - 1} \tag{3}$$

gdzie:

 β - współczynnik kształtu rozkładu

 η - współczynnik skali rozkładu

t - czas

$$\lambda(t,X) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t}{\eta}\right)^{\beta-1} \cdot e^{\sum_{j=1}^{m} a_j x_j}$$
(4)

gdzie:

m - ilość czynników towarzyszących

 a_i - waga i-tego czynnika

 x_i - i-ty czynnik

Gęstość rozkładu prawdopodobieństwa występowania uszkodzeń (5) zmienia się więc dynamicznie w zależności od wartości parametrów diagnostycznych.

$$f(t,X) = \boldsymbol{\beta} \cdot t^{\boldsymbol{\beta}-1} \cdot e^{\left[\sum_{j=1}^{m} a_j x_j - t^{\boldsymbol{\beta}} e^{j=1}\right]}$$
(5)

Funkcja niezawodności modelu PHM dana jest wzorem (6)

$$R(t,X) = e^{-\int_{0}^{t} \lambda(u) du} = e^{-t^{\beta} \cdot e \sum_{j=1}^{m} a_{j} x_{j}}$$
(6)

Model PHM pozwala na uwzględnienie dowolnej ilości czynników mających wpływ na zmianę bazowej częstości uszkodzeń, a tym samym ryzyka wystąpienia awarii. Ilość nieznanych parametrów, które należy wyznaczyć wynosi m+2. Dwa parametry opisujące bazowy rozkład Weibulla oraz *m* parametrów wagowych związanych z czynnikami ryzyka.

4. ESTYMACJA PARAMETRÓW PHM

W celu dokonania estymacji parametrów modelu wykorzystuje się metodę największej wiarygodności (ang. Maximum Likelihood)[4]. Ogólnie dla zmiennej losowej o ciągłym rozkładzie gęstości prawdopodobieństwa danej równaniem (7),

$$f(x; p_1, p_2..., p_k)$$
 (7)

Dysponując N realizacjami zmiennej (czasami awarii), funkcję wiarygodności możemy zapisać w postaci (8).

$$L(x_1, x_2, ..., x_N | p_1, p_2, ..., p_k) =$$

= $L = \prod_{i=1}^N f(x; p_1, p_2, ..., p_k)$ (8)

gdzie:

L - funkcja wiarygodności

 x_i - realizacje zmiennej losowej

 p_i - parametry modelu

W praktyce wykorzystuje się logarytmiczną postać funkcji daną równaniem (9).

$$\Lambda = \ln L = \sum_{i=1}^{N} f(x; p_1, p_2..., p_k) \quad (9)$$

Estymatorami największej wiarygodności parametrów p_1, \dots, p_N są wartości maksymalizujące Λ .

W praktyce bardzo często mamy do czynienia z wymianą elementu przed wystąpieniem uszkodzenia. Z tego powodu część dostępnych danych stanowią dane ucięte. Aby móc wykorzystać takie dane w procesie estymacji parametrów, wykorzystuje się zmodyfikowaną postać funkcji wiarygodności (10).

$$L = L^u \cdot L^w \cdot L^p \tag{10}$$

przy:

$$L^{u} = \prod_{i=1}^{U} f(x_{i}; p_{1}, p_{2}..., p_{k})$$
(11)

$$L^{w} = \prod_{j=1}^{W} [1 - F(y_{j}; p_{1}, p_{2}..., p_{k})] \quad (12)$$

$$L^{p} = \prod_{k=1}^{p} \{F(z_{k}^{g}; p_{1}, p_{2}..., p_{k}) \quad (13) - F(z_{k}^{d}; p_{1}, p_{2}..., p_{k})\}$$

gdzie:

U - ilość obserwacji pełnych

W - ilość obserwacji uciętych

P - ilość obserwacji przedziałowych

 x_i - czasy awarii

$$V_i$$
 - czasy wymian

 z_i^d , z_i^g - czasy początku i końca przedziału obserwacji

f(x) - gęstość prawdopodobieństwa

F(x) - dystrybuanta rozkładu

 $p_1, ..., p_k$ - parametry modelu

Wyznaczenie parametrów modelu PHM jest trudne obliczeniowo, może jednak być wykonane z wykorzystaniem algorytmów genetycznych.

5. OKREŚLANIE POZOSTAŁEGO CZASU EKSPLOATACJI (RUL)

Z punktu widzenia optymalizacji utrzymania maszyn i urządzeń, bardzo duże znaczenie ma możliwość odpowiednio wczesnego planowania czynności utrzymania.

Z tego punktu widzenia bardzo korzystną cechą modelu PHM jest zdolność do prognozowania dynamicznie zmieniającego się czasu pozostałego do wykonania ekonomicznie uzasadnionej odnowy [8]. Obrazowo pokazane to zostało na rys. 2.



Rys. 2. Prognoza czasu do odnowy

W odróżnieniu od modeli wykorzystujących jedynie prognozowanie statystyczne, statyczny czas wykonywania odnowy, w modelu PHM zmienia się tworząc nieliniową granicę umiejscowioną na płaszczyźnie wyznaczonej przez czas eksploatacji i diagnozowany stan urządzenia.

6. PODSUMOWANIE

Wykorzystanie modelu PHM daje możliwość efektywnego wykorzystania dostępnych informacji diagnostycznych. Zaletą jest tu możliwość wykorzystania w ramach jednego modelu informacji uzyskanych za pomocą różnych metod diagnostycznych (pomiary drgań, temperatury itp.).

Drugą bardzo istotną z punktu widzenia prowadzenia utrzymania i planowania remontów zaletą jest możliwość wyznaczenia prognozy czasu pozostającego do wykonania ekonomicznie optymalnej odnowy, a uzyskiwana prognoza może być w czytelny, graficzny sposób przedstawiona eksploatatorowi.

Wadą proponowanego modelu jest stosunkowo duża złożoność obliczeniowa i konieczność wstępnego przygotowania danych służących do estymacji parametrów modelu.

LITERATURA

- McCall JJ. Maintenance policies for stochastically failing equipment, a survey Mgm Sci. 1965; 11:493-524
- [2] Smith D.J.: Reliability, Maintability and Risk. Butterworth-Heinemann, ISBN 0 7506 5168 7, 2001.
- [3] Lee, J., Abujamra, R., Jardine, A.K.S., Lin, D. and Banjevic, D.(2004). Integrated Platform for Diagnostics, Prognostics and Maintenance Optimization. IMS 2004 Conference, Arles, France, July 15 – 17, 2004.
- [4] Ayyub R., McCuen R., Probability, Statistics &Reliability for Engineers, New York 1997, CRC Press
- [5] Osaki S.: Stochastic Models in Reliability and Maintenance. Springer 2002
- [6] Cempel C.: Symptom reliability and hazard for systems condition monitoring. Mechanical Systems and Signal Processing 2000, 14(3), 495-505.
- [7] Jóźwiak I, Zastosowanie modelu hazardów proporcjonalnych Weibulla w badaniach niezawodności systemów technicznych Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej 1991.
- [8] Banjevic, D. and Jardine, A.K.S. (2004). Calculation of reliability function and remaining useful life for a Markov failure time process. Proceedings of MIMAR 2004, Salford, England, pp. 39-44.



dr inż. Adam PIETRZYK

Jest absolwentem Katedry Robotyki i Dynamiki Maszyn Akademii Górniczo-Hutniczej. W swojej pracy zajmuje się szeroko rozumianymi zagadnieniami ekonomiki

utrzymania i eksploatacji maszyn.



Prof. dr hab. inż. Tadeusz UHL

Jest kierownikiem Katedry Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademii Górniczo - Hutniczej w Krakowie. W swoich pracach zajmuje się zagadnieniami dynamiki konstrukcji, a zwłaszcza ich analizy modalnej

oraz diagnostyki opartej na modelu. Jego zainteresowania obejmują także układy aktywnej redukcji drgań oraz szeroko pojętą mechatronikę.

REASONING IN MACHINERY DIAGNOSTICS AIDED BY AUGMENTED REALITY SYSTEM

Wawrzyniec PANFIL, Wojciech MOCZULSKI, Ryszard WYCZÓŁKOWSKI

Politechnika Śląska w Gliwicach, Wydział Mechaniczny Technologiczny Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn ul. Konarskiego 18a, 44-100 Gliwice tel.(32) 237-10-28, e-mail: {wawrzyniec.panfil, wm, rwyczolkowski}@polsl.pl

Summary

This paper¹ deals with augmented reality system that was developed within the framework of MSc Thesis in Department of Fundamentals of Machinery Design. The main idea of this thesis was to implement AR system in reasoning in machinery diagnostics. The authors decided to apply the system to aid measuring noise level of the machine in the course of its operation. Next, using graphical elements, the system informs the user about measurement results. In the first part of this paper augmented reality systems are shortly described. Afterwards the elaborated system is presented, including its concept, structure, and functioning. The paper ends with some conclusions concerning especially system operation.

Keywords: augmented reality, transformation matrix, image processing.

WNIOSKOWANIE W DIAGNOSTYCE MASZYN WSPOMAGANE SYSTEMEM ROZSZERZONEJ RZECZYWISTOŚCI

Streszczenie

Artykuł ten przedstawia system rozszerzonej rzeczywistości, który został opracowany w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej w Gliwicach podczas realizacji Pracy Dyplomowej Magisterskiej. Głównym celem tej pracy było zastosowanie systemu rozszerzonej rzeczywistości we wspomaganiu procesu wnioskowania diagnostycznego. Zdecydowano się na wykorzystanie systemu jako środka wspomagającego pomiar mocy akustycznej hałasu wytwarzanego przez maszynę podczas jej działania. Następnie system ten informuje (za pomocą elementów graficznych) o wynikach pomiarów w określonych punktach znajdujących się wokół maszyny. W pierwszej części artykułu opisane są krótko systemy rozszerzonej rzeczywistości. Następnie przedstawiony jest opracowany system rozszerzonej rzeczywistości oraz wnioski, jakie nasunęły się w trakcie prac nad nim.

Słowa kluczowe: rozszerzona rzeczywistość, macierz transformacji, przetwarzanie obrazów.

1. INTRODUCTION

A term "Augmented Reality" (AR) describes systems that join virtual information with a view of real environment and present them to the user's eyes. Augmentation may take form of labels, diagrams, schematics, virtual models, shadows, etc. A characteristic feature of augmented reality systems is placing real objects and virtual data in one space. Virtual information should be accurately oriented with respect to real objects. Therefore significant task is to provide a quick, accurate registration and joining process. Usually, user of such a system wears a Head-Mounted Display (HMD) and with the help of this device can see augmented reality image.

There are many practical applications of augmented reality systems. For example in medicine, designing, manufacturing, maintenance and repair, assembling, robotics, military domain (Head-Up Displays), even in entertainment. In all mentioned applications the main goal of using an augmented reality system is to aid a user in his/her operation. Since many effort in the Department of Fundamentals of Machinery Design (DFMD) has been done for a couple of years in the domain of

¹ This paper is based on the MSc Thesis [1] and the paper [5] that was accepted for publishing in Proceedings of AI-METH Symposium in Gliwice (2005)

technical diagnostics, the authors decided to implement AR in diagnostic reasoning.

The paper is composed as follows. In the next section augmented reality systems are more precisely described, especially its functioning, structure and system types. Then the elaborated system is presented focusing on its implementation in technical diagnostics. The paper ends with placed conclusions.

2. AUGMENTED REALITY SYSTEMS

2.1. Functioning

Operation of AR systems consists of three main stages. First, system has to estimate a pose (position and orientation) of the user's head. It can be made using various position trackers such as magnetic, acoustic, optical, video, mechanical ones, GPS and their combinations. The second task is to combine information about the pose of the user's head (with respect to real objects) with information about virtual elements. At this stage an Additional Information Model (AIM) is required. Finally, the system has to present a combination of a real world and virtual data on HMD or monitor or else projector.

2.2. Structure

At present an augmented reality system usually consists of: camera(-s) which provide(-s) image of real environment; position trackers that estimate the user's pose; a computer that combines information about real world and virtual objects, and then sends combination result to a displaying device; cables that are responsible for communication between all devices; Head-Mounted Display (eventually monitor or projector); and helmet.

2.3. Types of AR systems

Taking into account displaying method there are two main kinds of devices that present augmented reality image: optical see-through devices and video see-through devices. First of them use semitransparent glasses placed in front of the user's eyes. The user sees the real environment through these glasses and reflected additional information generated by small monitors. Such a system may use a camera, but only to estimate the pose of the user's head. Second of them, most often using two LCDs, present the user's eyes a combination of a camera's view with virtual elements in one space. Information about the pose of the head is provided by different kinds of tracking systems, including usage of view of the camera.

3. ELABORATED SYSTEM

Because the Department of Fundamentals of Machinery Design deals with diagnostics, the

authors decided to apply the AR system in this domain. Results of this implementation are described in the MSc Thesis [1]. Below are presented some details of this implementation.

3.1. Concept

A concept of a project consisted in elaborating a system, whose functioning principle was based on video see-through devices, but HMD was replaced by a monitor. A square marker (Fig. 1a), printed on a rigid piece of paper, was used for tracking. Its structure allows estimating correctly the camera pose.



Fig. 1. a) basic marker, b) marker used in elaborated system[1]

The marker has two areas: inner white area and outer black area with an additional black element. The inner area enables recognition of the marker in the camera view (if the black region in the camera view has the area greater than assumed and has four corners, it is considered as a potential marker view). The additional element present in the inner area allows to determine one of four possible marker orientations. The simpler is the additional element, the better results of recognition are. A square or circle are not used in the centre of the marker, because they would not allow finding the right orientation of the marker. The authors decided to use a rectangular element in one side of the inner area (Fig.1b).

Operation of the system consists of a few steps (Fig. 2). Firstly, the camera registers an image of the real world and next sends the image to computational software. Further on, basing on the marker size and shape in the image, program estimates the pose of the camera – generates a Transformation Matrix between co-ordinate systems of the camera and the marker. Dimensions and shape of the marker must be known. Supplementing virtual information to the image of the real world takes place next. Finally, a combination result is sent to the monitor.

3.2. Transformation Matrix

One of the most important features of AR systems is the registration process of real environment and accurate location of objects that are present in this environment. If we want to put virtual information in the right place, we have to know how

the camera is located relatively to these objects. Marker as a tracking element is located in some way to objects. So that to determine camera position in real world, there is the need to know its pose relatively to the marker co-ordinate system.



Fig. 2. Concept of the AR system [1]

To determine the pose of the camera two elements are required: translation vector and orientation matrix between the marker and the camera co-ordinate systems. Heart of AR systems, that use markers to estimate the camera (i.e. the user's head) pose, is the Transformation Matrix (Fig. 3). This matrix contains a translation vector and an orientation matrix.

The translation vector informs about the distance between origins of the marker and the camera coordinate systems. The orientation matrix informs about this, how each axis of the marker co-ordinate system is rotated relatively to each axis of the camera co-ordinate system.



Fig. 3. Transformation Matrix [2]

3.3. Structure

The elaborated system (Fig.4) consists of an USB camera, display monitor, PC computer with software, cables and the marker. As a computational software Matlab and ARToolKit for Matlab [2] are used. The ARToolKit, basing on the view of the marker in the image of the camera, determines the camera pose (by calculating the Transformation Matrix) using various methods of image processing such as thresholding, labelling, edge and corner recognition. Next the ARToolKit superimposes virtual information appropriately oriented to objects in the image of the real environment and sends the augmented image to the monitor.



Fig. 4. The structure of the elaborated system [1]

PANFIL, MOCZULSKI, WYCZÓLKOWSKI, Reasoning in Machinery Diagnostics Aided by ...

3.4. Additional Information Model

It was decided to build a model of virtual information in a CAD system. To perform this task the CATIA V5 was used. Once a solid in CATIA is built, a very important thing is to remember about co-ordinate systems of the camera and the marker. The model of virtual information in the augmented image is oriented in the co-ordinate system of the marker, the same as the solid in co-ordinate system of the CATIA is.

The CATIA model is saved in a STL file format. The stereolithographic format that is used in *Rapid Prototyping*, is a surface one. It describes a model using a net of triangles. Having the STL model of virtual information the final step to get AIM is converting data from STL file into MAT file that is understandable for MATLAB. The authors used the modified *cad2mat[3]* (for Matlab) program that enabled them to obtain information about the model of virtual information.

4. IMPLEMENTATION OF ELABORATED SYSTEM IN MACHINERY DIAGNOSTICS

The authors decided to implement a system that is adjusted to the standard PN-84/N-01332 – "Noise. Survey method for determination of sound power level of machines" and to the classes to be carried out basing on this standard in DFMD laboratory. The classes consist in measuring noise in 21 points placed on virtual half-sphere (Fig.5) around the machine. Measurement points are located in places where six planes intersect with the half-sphere. Particular requirements concerning a way of measuring and dimensions of the halfsphere (its radius, distances between the reflecting plane and other planes) are not described in this paper. They are presented in the standard PN-84/N-01332.



Fig. 5. Model of a half-sphere [4]

Noise level measurements are mainly performed to determine an influence of the noise generated by machine on a human organism and its operation. These measurements make also possible reasoning about technical state of the machine.

4.1. Preparation of a virtual model of a halfsphere

It was mentioned above that the model of virtual information was prepared in CATIA system. Measurements should be performed in right order. To achieve this goal a few steps were made:

- Building a solid model of the half-sphere in CATIA. Doing this by a simple revolution of a cross-section of a half-sphere does not provide information about location of measurement points. So that the authors proposed a method that enables to do this task. This method consists in: preparing seven sketches of octagons, each of them being an approximation of circle being a result of intersection of planes with the half-sphere; doing multi-loft operation with usage following sketches. Such a solid model is only an approximation of the halfsphere, but it is sufficient enough to the intentional implementation;
- Extracting information about model from STL file to MAT file (with the help of *cad2mat*);
- It was observed that in STL file two triangles create one rectangular element. So it was built a Matlab function that perform this task;
- Writing a function *selpunkty*. Its functioning consist in selecting measuring points from all points of the half-sphere, placing them in right order and determining their projections on the base of the half-sphere.

4.2. Operation of the system

The system performs two main functions: shows measurement points in right order (Fig.6) and next using measurement results informs about noise level in every measurement point (Fig.7).

The system during its functioning shows the user the current location of the measurement point, its projection on the ground and its identifier according to fig.6. The user has to put the microphone on a projection point, and then, if possible vertically, move it towards the measuring point. This task is quite difficult, because 3D model of virtual information is projected as 2D image. The user does not know if the microphone is exactly in the respective measurement point.

Once measurement results have been collected, system presents them to the user using a coloured circles. A colour shade of circles depends on measurement results. In the figure above is a screenshot of an image generated by the system under operation.

92



Fig. 6. Example of implementation – measuring noise level [1]



Fig. 7. Example of implementation – measuring results [1]

5. CONCLUSIONS

In the course of elaborating the AR system described above it was observed a huge influence of many factors on functioning of the system. In this section are presented some of them. They are segregated depending on an element being their source. The biggest influence have elements such as camera, marker, Additional Information Model, STL format, lighting conditions. At the end of this section are presented conclusions concerning operation of the system.

5.1. Camera

The resolution of the camera has a considerable influence on the speed of the system operation. The Creative WebCam Live! Pro camera provides image of 640x480 pixels. Using lower resolution the speed of the system operation would be increased, but the accuracy of the pose determination would be decreased and size of the image would not be sufficient enough for the user.

An area covered by the camera depends on its angle of view and its distance from the object located in environment. The usage of the camera with too wide angle of view may produce big distortions of an image (*"fish eye effect"*). The area of view could be enlarged by increasing the distance between the camera and real objects, but it decreases an accuracy of pose determination – the marker in the image becomes smaller.

Fast moving of the camera is a reason of image blurring. In this case the marker in the image from the camera may not be detected. Hence, the pose of the camera might be undetected. There was observed too long time of registration and processing of every single frame. For this reason was used a tripod for the camera. If there was a necessity to observe object from the other side, the camera with the tripod was moved.

5.2. Marker

The marker used as a tracking element is easy to make. The best way to make the marker is printing it on a lustreless (camera will not be blinded), rigid piece of paper. It was observed that the size of the marker has significant influence on the accuracy of pose determination. Another thing is that, if the element in the inner area of the marker is too small, the right orientation will not be determined. The usage of the marker as a tracking element has a one big disadvantage. If the marker is covered by real objects, the tracking is lost.

5.3. Additional Information Model and STL format

The usage of STL format for building the model of the virtual half-sphere is sufficient enough for presented implementation. It was noticed that complexity of the AIM decreased very much the speed of system functioning. For example, for the model of the half-sphere (432 triangle elements, file size – 29 kB) it was 0,8s./frame, for a model of the connecting rod (2670 triangle elements, file size – 728 kB) it was 2,9s./frame. This is why during preparing a solid model of virtual information it is recommended to use simple and as least as possible rounded elements – the number of triangle elements will be lower.

5.4. Lighting conditions

During elaborating the system it was observed that pose determination process depends very strongly on lighting conditions in place where measurements are made. Too large intensity of light causes that the white background of the marker is a reason of the camera blinding. So that the marker is not recognisable. The biggest problems are with the use of a halogen light.

The most advantageous results provides the following configuration: *marker – camera – source of light*. The configuration *source of light – marker – camera* causes blinding of the camera. Good effects could be achieved using soft light.

PANFIL, MOCZULSKI, WYCZÓLKOWSKI, Reasoning in Machinery Diagnostics Aided by ...

5.5. Operation of the system implemented for measuring sound power level

The operation of the system enables to put easily the microphone on a projection of the measurement point – the end of the microphone has two degrees of freedom (except rotation). Twodimensional projection of the three-dimensional model of virtual information causes that the end of the microphone during lifting it to the measurement point has three degrees of freedom. The user has to lift the microphone vertically as precisely as he/she can. So there is the need to track the microphone. An essential fault of 2D projection of 3D additional information model is a perdition of the depth of the image. Sometimes virtual information should be covered by real objects.

6. SUMMARY

The main idea of the MSc Thesis briefly described in this paper was to elaborate AR system that should aid the user in the process of reasoning in machinery diagnostics.

The authors decided to implement the system in one specific application, but there are many domains in diagnostics where augmented reality can be used. It is easy to imagine the AR system that aids the user in diagnostics tests, for example, as a medium showing on displaying device (HMD, monitor) some invisible parts (shafts, gear wheel) of the machine. Also as additional graphical elements can be used some text objects that inform the user about sources (elements of the machine) of vibration, potential failures, etc.

Taking into account some sub-domains of machinery diagnostics there are three areas where AR can be used. Here are presented some examples. In the process of preparation of the object to tests an AR system could inform about location of sensors, the way of connecting measuring equipment, etc. During the test the system could show location of measurement points in right order, warn against some dangers (high temperature, rotating elements of the machine), incomming damage of the machine. In diagnostic reasoning the AR system could present some measurement results, could inform about elements of the machine or phenomena that may be reasons of any inefficiency. These issues will be addressed in the further research that is supposed to be carried out in DFMD.

REFERENCES

- Panfil W.: System wspomagania wnioskowania diagnostycznego z zastosowaniem rozszerzonej rzeczywistości, MSc Thesis (in Polish), Silesian University of Technology at Gliwice, 2005.
- [2] http://www.hitl.washington.edu/artoolkit/
- [3] http://www.mathworks.com

- [4] PN-84/N-01332 Noise. Survey method for determination of sound power level of machines. (in Polish).
- [5] Panfil W., Moczulski W., Wyczółkowski R.: Reasoning in machinery diagnostics aided by augmented reality system, *Symposium on Methods of Artificial Intelligence*, 2005.

Wojciech MOCZULSKI is professor in the Department of Fundamentals of Machinery Design



at Silesian University of Technology at Gliwice. His researches are focused on: design and operation of the machines, computer science, particularly in machinery diagnostics and application of methods and means of Artificial Intelligence. He is author

and co-author of over 130 publications. He is the holder of scholarship of Humboldt's Foundation at University in Paderborn (Germany). He managed researches at Wichita State University and University of North Carolina in Charlotte (USA) and many others. Since 2005 he has been Associated Editor of "Engineering Applications of Artificial Intelligence". Since 2002 he has been serving as Organizing Committee Chair of the international Symposium on Methods of Artificial Intelligence (AI-METH). He is founder and member of the Central Board of the Polish Society of Technical Diagnostics.

Ryszard WYCZÓŁKOWSKI is assistant professor in the Department of Fundamentals of Machinery



Design at Silesian University of Technology at Gliwice. His researches are focused on: design and operation of the machines, computer science, particularly in machinery diagnostics and application of methods and means of Artificial Intelligence.

Wawrzyniec PANFIL is PhD student in the Department of Fundamentals of Machinery Design



at Silesian University of Technology at Gliwice. He deals with designing and operation of the machines and the application of Augmented Reality systems in machinery diagnostics.

BADANIE WPŁYWU DŹWIĘKÓW NISKIEJ CZĘSTOTLIWOŚCI NA POZIOM AKTYWNOŚCI ELEKTRODERMALNEJ

Zbigniew DAMIJAN

Katedra Mechaniki i Wibroakustyki Laboratorium Akustyki Strukturalnej i Inżynierii Biomedycznej 30-059 Kraków, al. Mickiewicza 30, fax: (012) 423-31-63, email: damijan@imir.agh.edu.pl

Streszczenie

Praca przedstawia badania wpływu dźwięków niskiej częstotliwości na poziom aktywności elektrodermalnej skóry (ozn. EDA). Badania stanowiły trzy niezależne sytuacje badawcze, pierwsza: dla częstotliwości bodźca f_{sr} =7 Hz przy poziomie ciśnienia akustycznego L_p = 120 dB HP, druga - (f_{sr} =18 Hz, L_p = 120 dB HP) oraz trzecia - (f_{sr} =40 Hz, L_p = 110 dB HP). Każdy, 35 minutowy, eksperyment składał się z trzech etapów. Etap I - 5 minutowy - bez ekspozycji bodźca. Etap II z 20 minutowa ekspozycją na uczestników bodźca dźwiękowego niskiej częstotliwości. Trzeci etap 10 minutowy bez ekspozycji bodźca. W każdym eksperymencie w sposób ciągły rejestrowano wytypowane parametry EDA.

Słowa kluczowe: dźwięki niskoczęstotliwościowe, aktywność elektrodermalna.

THE EFFECTS OF LOW-FREQUENCY SOUND EXPOSURE ON THE LEVEL OF ELECTRODERMAL ACTIVITY

Summary

The paper investigates the effects of low-frequency sound exposure on the level of electrodermal activity (EDA). The experimental programme involved three independent tests 1st experiment: frequency $f_{sr} = 7$ Hz, acoustic pressure $L_p = 120$ dB HP, 2nd experiment - ($f_{sr} = 18$ Hz, $L_p = 120$ dB HP), 3rd experiment - ($f_{sr} = 40$ Hz, $L_p = 110$ dB HP). Each 35 minutes' long session involved three stages. During the first stage, lasting 1 -5 minutes, there was no low-frequency sound exposure. During the second stage participants were exposed to low-frequency sound for 20 min. The third stage did not involve any low-frequency sound exposure. During each experiment selected EDA parameters were monitored on an online basis.

Keywords: low-frequency sound, electrodermal activity.

1. WSTĘP

Szybki rozwój cywilizacji, powoduje zwiększoną ekspozycję (na organizm człowieka) pola akustycznego niskiej częstotliwości, zarówno w środowisku pracy, jak i zamieszkania. Z uwagi na rozwój odpowiednich technik pomiarowych oraz na stwierdzaną szkodliwość i uciążliwość dźwięków o niskich częstotliwościach, obserwowany jest wzrost zainteresowania infradźwiękami i hałasem niskoczęstotliwościowym [1,2,4,6,10].

Stwierdzone do tej pory skutki biologicznego oddziaływania dźwięków niskiej częstotliwości opierają się głównie na badaniach laboratoryjnych z zastosowaniem wysokich poziomów ciśnień akustycznych lub obserwacjach długotrwałego, zawodowego narażenia na nie [7, 8]. Brak jest danych literaturowych na temat reakcji organizmu człowieka w czasie krótkotrwałych, bezpiecznych, ekspozycji. Brak jest również wiadomości o wpływie dźwięków niskiej częstotliwości na aktywność elektrodermalną skóry.

Wśród miar aktywności psychofizjologicznej czułym wskaźnikiem aktywacji jest reakcja elektrodermalna skóry. Aktywnością elektrodermalną (electrodermal activity - EDA) określa się w psychofizjologii zjawiska elektryczne generowane przez skórę i mierzone na jej powierzchni. Wywoływana jest ona zarówno przez zmiany w środowisku zewnętrznym człowieka, jak i przez wewnętrzne czynniki psychologiczne [3,5,11-14].

Pomiary i analizy zmian EDA mogą dostarczyć informacji do oceny wpływu ekspozycji bodźca niskiej częstotliwości na organizm człowieka. Celem pracy było badanie wpływu dźwięków niskiej częstotliwości na poziom aktywności elektrodermalnej. Tezę sformułowano następująco: ekspozycje dźwięków niskiej częstotliwości na organizm człowieka może powodować zmiany sygnału EDA.

Pomiar elektrycznej aktywności skóry wykonano za pomocą dwóch technik: endosomatycznej (ozn. EDA I) - w której dokonuje się pomiaru różnicy potencjałów generowanych przez dwa punkty skóry oraz egzosomatycznej (ozn. EDA II) - w której stosuje się zewnętrzne źródła prądu a przedmiotem pomiaru jest oporność skóry [6].

2. METODYKA BADAŃ

Badania wpływu ekspozycji dźwięków niskiej częstotliwości na aktywność elektrodermalną przeprowadzono w Laboratorium Akustyki Strukturalnej i Inżynierii Biomedycznej AGH. Do badań zakwalifikowano 32 osoby zdrowe, obojga płci, w wieku 20 - 40 lat, osoby, które nie przebyły chorób narządów słuchu oraz nie zgłaszały żadnych przewlekłych schorzeń ogólnych. Udział w badaniach był świadomy i dobrowolny. Z każdym uczestnikiem przeprowadzono losowo trzy niezależne eksperymenty, w kolejnych dniach, o stałej dla każdego badanego porze. Badania prowadzono za zgodą Komisji Bioetyki Wojskowej Akademii Medycznej w Łodzi.

Stanowisko doświadczalne zaprojektowano i wykonano dla potrzeb eksperymentu. Składa się ono z toru generowania sygnałów akustycznych, toru pomiaru i analizy warunków akustycznych, kabiny typu ciśnieniowego oraz toru rejestracji i analizy sygnałów EDA. Sygnał bodźca generowano z pliku typu WAV, wzmacniano przez wzmacniacz mocy ELMUZ i podawany na sześć głośników typu GDN 30/80, umieszczonych w suficie kabiny.

Tor pomiaru i analizy warunków akustycznych składał się z mikrofonu pojemnościowego SV02/04, przedwzmacniacza mikrofonowego SV01 oraz przenośnego analizatora dźwięku i drgań SVAN 912.

Kabina typu ciśnieniowego to prostopadłościan o konstrukcji aluminiowej, szkielecie samonośnym, wzmacnianym poprzecznie. Ma ona na celu podniesienie ciśnienia akustycznego przez ograniczenie objętości, w której odbywa się eksperyment oraz izolowanie osoby badanej od warunków zewnętrznych laboratorium. W celu zmniejszenia wpływu pola elektrycznego, kabinę wyposażono w siatkę Faradaya. Kabina, fotel oraz badana osoba były uziemione.

Do rejestracji sygnałów EDA (EDA I oraz EDA II) oraz poziomu ciśnienia akustycznego w kabinie zastosowano system akwizycji danych firmy PROSIG, składający się z 8 kanałowego przetwornika A/C typu P5600 oraz oprogramowania DATS (wykorzystywano trzy kanały). W pomiarach stosowano elektrody Ag - AgCl oraz żel do pomiarów elektrofizjologicznych firmy Coulbourn Instrumennt, Inc. Elektrody do pomiaru EDA I były umieszczone na wewnętrznej stronie przedramienia niedominującej ręki, za pomocą plastra na środkowej części palca wskazującego oraz środkowego. Elektrody do pomiaru EDA II były umieszczane na wewnętrznej stronie przedramienia dominującej ręk, kolejno, 5 cm poniżej stawu łokciowego, w połowie przedramienia i na środkowej części palęa wskazującego (rys. 1).



Rys. 1. Rozmieszczenie elektrod EDA

Skonfigurowany tor pomiarowy umożliwił ciągłą rejestrację sygnałów oraz zapisanie ich w postaci cyfrowej na twardym dysku komputera do dalszych analiz numerycznych.

Osoby, które zostały zakwalifikowane do badań, wykonywały czynności algorytmu eksperymentu, wchodziły: czynności w skład którego przygotowawcze, badania badania wstępne, właściwe oraz czynności końcowe. W czasie eksperymentów badano warunki fizyczne: ciśnienie atmosferyczne - średnio 1000 hPa, temperatura średnia 294 K, wilgotność względna - 75%, indukcja pola magnetycznego tła - 100 pT (1-20 Hz), 5 µT (50 Hz), indukcja pola magnetycznego w czasie doświadczenia (wartość maks.) - 25 nT (1-20 Hz), 20 nT (50 Hz).

Czynności przygotowawcze miały na celu: powiadomić badanego o celu i sposobie prowadzenia eksperymentu, uzyskać zgodę na badanie, przeprowadzenie wywiadu - "kwestionariuszem zdrowia" oraz wykonanie testów psychologicznych (omówienie wyników z podziałem badanych wg. kwestionariusza poszukiwania doznań SSS - 5 (M. Zuckermann) (mającego na celu podział osób ze względu na wysokość potrzeby sensorycznej) oraz kwestionariusza osobowego EPQ (służącego do określenia struktury temperamentu badanych.) przedstawione późniejszych zostaną w doniesieniach.

Po wykonaniu czynności przygotowawczych przeprowadzano badania wstępne. Podczas tych badań dokonywano pomiaru ciśnienia skurczowego i rozkurczowego krwi oraz tętna. Pomiar był wykonywany aparatem elektronicznym MICROLIFE BP 3BAO. Następnie rozmieszczano elektrody na rękach osoby badanej do pomiaru EDA. Po założeniu elektrod uczestnik zajmował miejsce w kabinie, w której przeprowadzano 35 minutowe badania właściwe z ciągłą rejestracją sygnału EDA. Po zakończeniu rejestracji sygnałów bioelektrycznych, wyjściu osoby z kabiny i zdjęciu elektrod, przystępowano do realizacji badań końcowych (czynności, jak w badaniach wstępnych).

3. ANALIZA WYNIKÓW EKSPERYMENTU

W pracy poddano analizie zmiany parametrów aktywności elektrodermalnej. Zarejestrowane przebiegi sygnałów EDA zostały zapisane jako pliki tekstowe ASCII. Usunięto z nich nagłówki, tak aby można było przeprowadzić obróbkę danych wejściowych i późniejszą analizę z wykorzystaniem pakietu obliczeniowego MATLAB. W analizie parametrów aktywacji elektrodermalnej (EDA) wyniki poddano transformacji, nazywanej zakresową korekcją danych. Jest to spowodowane wpływem wejściowego poziomu EDA na wielkość jej zmian. Metoda ta polega na wyrażeniu wartości zaobserwowanych zmian w postaci proporcji wyrażonej wzorem:

$$EDA = \frac{X - EDA_{\min}}{EDA_{\max} - EDA_{\min}} \quad [-]$$

gdzie: X - chwilowa wartość poziomu tonicznego EDA, EDA _{min} – minimalna wartość sygnału EDA, EDA _{max} – maksymalna wartość sygnału EDA.

Przykładową realizacje sygnału EDA II analizowano po transformacji zakresową korekcją danych przedstawiono na rys. 2. Wartość amplitudy sygnału EDA jest względną bezwymiarową liczbą.



Rys. 2. Przykład realizacji sygnału EDA II po zakresowej korekcji przy ekspozycji bodźca 40 Hz

Otrzymane średnie wartości amplitudy sygnału EDA w poszczególnych etapach eksperymentu poddano wnioskowaniu statystycznemu. Przyjeto hipoteze zerowa H₀: ekspozycja dźwieków niskich czestotliwości na organizm człowieka nie powoduje zmian średniej amplitudy sygnału EDA w kolejnych etapach eksperymentu. Przeprowadzone badania rodzaju rozkładu wskazują, że analizowane zmienne nie mają rozkładu normalnego. W kolejnym etapie analizy wyznaczono wartości średnie i błędy standardowe w każdym etapie eksperymentu.

Istotność statystyczną różnic pomiędzy wartościami średniej amplitudy sygnałów EDA I oraz EDA II w kolejnych etapach szacowano przy użyciu nieparametrycznego testu Wilcoxona. Wyniki analiz przedstawiono na rysunkach 3 i 4. W realizacji sygnału (EDA I) - endosomatycznego - dla częstotliwości 7 i 18 Hz można zaobserwować znaczący wzrost średniej amplitudy sygnału przy przejściu z etapu 1 (sytuacja badawcza bez bodźca akustycznego) do etapu 2 (ekspozycja dźwięku niskiej częstotliwości), po czym w etapie 3 (sytuacja badawcza bez ekspozycji dźwięku niskiej częstotliwości) następuje spadek średniej amplitudy.

Dla częstotliwości bodźca 40 Hz średnia amplituda sygnału zmniejsza się w kolejnych etapach. Przebieg średniej amplitudy EDA II dla pomiarów egzosomatycznych przy częstotliwości bodźca 7 i 18 Hz charakteryzuje się znacznym wzrostem w kolejnych etapach. Wyjątkiem jest badanie przy częstotliwości bodźca 40 Hz, gdzie wartość EDA II znacznie wzrasta przy przejściu z etapu 1 do etapu 2. W ekspozycji bodźcem o częstotliwości 7 i 18 Hz obserwuje się podobne trendy zmian w reakcji sygnału EDA I oraz EDA II.

Dla wszystkich trzech sytuacji badawczych przeprowadzonych dla częstotliwości 7, 18 i 40 Hz można zaobserwować przy przejściu z etapu 1 do etapu 2 (300 s na wykresie) wzrost średniej wartości amplitudy EDA I. Największy wzrost można zauważyć przy częstotliwości 40 Hz, gdzie z wartości 0,53 wzrasta do 0,57.

Średnia wartość amplitudy EDA II przy przejściu z etapu 1 do etapu 2 dla wszystkich badanych częstotliwości zmniejsza się, przy czym największy spadek następuje przy częstotliwości bodźca 40 Hz z wartości 0,503 do 0,475.

Przy przejściu z etapu 2 do etapu 3 (1500 s na wykresie) obserwujemy spadek średniej wartości amplitudy EDA I. Dla częstotliwości 40 Hz zmniejsza się z wartości 0,525 do 0,483. Dla EDA II można zauważyć przy przejściu z etapu 2 do etapu 3 wzrost sygnału odpowiednio dla częstotliwości 7 Hz z wartości 0,49 do 0,53, a dla częstotliwości 18 Hz z wartości 0,54 do 0,58. Jedynie przy częstotliwości 40 Hz zmniejsza się z wartości 0,525 do 0,51.

Przeprowadzone analizy zmian wartości amplitudy sygnału EDA I i EDA II pomiędzy poszczególnymi etapami eksperymentu za pomocą testu Wilcoxona wskazują, że hipotezę zerową o równości średnich wartości amplitudy sygnału EDA I i EDA II w kolejnych etapach eksperymentu należy odrzucić na korzyść hipotezy alternatywnej, że różnice są statystycznie istotne.



Rys. 3. Analiza zmian amplitudy sygnału EDA I (fizyczny sens – potencjał skóry) oraz EDA II (oporność skóry), w kolejnych etapach eksperymentu dla trzech sytuacji badawczych

DIAGNOSTYKA'35 DAMIJAN, Badanie wpływu dźwięków niskiej częstotliwości na poziom aktywności ...



Rys. 4. Analizy zmian średniej wartości amplitudy sygnału EDA testem Wilcoxona, w kolejnych etapach eksperymentu dla trzech sytuacji badawczych

DAMIJAN, Badanie wpływu dźwięków niskiej częstotliwości na poziom aktywności ...

4. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań i wykonanych analiz wpływu fali akustycznej o częstotliwości 7 Hz (przy poziomie ciśnienia akustycznego $L_p = 120$ dB), 18 Hz (przy $L_p = 120$ dB) oraz 40 Hz (przy $L_p = 110$ dB) na wybrane parametry sygnału EDA wynika, że:

- dla pomiaru endosomatycznego zaobserwować można wzrost średniej wartości sygnału EDA I pomiędzy etapami 1 i 2 a następnie spadek w etapie 3, jedynie przy częstotliwości bodźca 40 Hz średnia wartość sygnału EDA I spada we wszystkich trzech etapach. Istotność statystyczną zmian wykazano pomiędzy wszystkimi etapami,
- dla pomiaru egsomatycznego występuje istotny statystycznie wzrost średniej wartości sygnału EDA II w kolejnych etapach eksperymentu,
- dla wszystkich trzech sytuacji badawczych przeprowadzonych dla częstotliwości 7, 18 i 40 Hz można zaobserwować w chwili rozpoczęcia ekspozycji dźwięku niskiej częstotliwości (przejścia z etapu 1 do etapu 2) znaczny wzrost średniej wartości EDA I i spadek średniej wartości EDA II. Natomiast w chwili wyłączenia bodźca (przejściu z etapu 2 do etapu 3) obserwujemy spadek średniej wartości EDA I przy jednoczesnym wzrości EDA II,
- analizy przeprowadzone za pomocą testu Wilcoxona dla dwóch grup zależnych wskazują, że dźwięki niskiej częstotliwości wpływają na zmiany wartości sygnału EDA I i EDA II w poszczególnych etapach eksperymentu.

5. WNIOSKI OGÓLNE

- Na podstawie przeprowadzonych badań oraz wykonanych analiz ekspozycja dźwięków niskiej częstotliwości powoduje zmiany średniej wartości sygnału EDA, zarówno dla pomiaru metodą endosomatyczną jak i egzosomatyczną.
- Analizy zmian sygnału EDA mogą dostarczyć informacji na temat wpływu fal akustycznych niskiej częstotliwości na organizm człowieka, podjęte analizy wymagają jednak dalszych badań i korelacji z innymi metodami ocen.
- Wobec złożoności podjętej tematyki wskazane są dalsze interdyscyplinarne badania nad wpływem fal niskoczęstotliwościowych na aktywność elektrodermalna skóry człowieka.

Badania wykonano w ramach Projektu Badawczego nr 3 T11E 006 26 oraz były częściowo sponsorowane przez Fundację Kościuszkowską, Amerykańskie Centrum na rzecz Kultury Polskiej, z funduszu zapewnianego przez Fundację Alfreda Jurzykowskiego.

LITERATURA:

- Augustyńska D., Zawiejski W. M., Ochrona przed hałasem i drganiami w środowisku pracy. Centralny Instytut Medycyny Pracy Warszawa, 1999.
- [2] Engel Z., Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem, PWN Warszawa 1993.
- [3] Duffy E., Activation and Behavior. North Carolina: John Wiley & Sons, Inc., 1962.
- [4] Evans M. J., Tempest W., Journal of Sound and Vibration 3. Some effects of infrasonic noise in transportation. 1972.
- [5] Eysenck H. J., Wymiary osobowości. Lublin: RW KUL, 1994.
- [6] Konarska M., Pochrzęst B., Działanie infradźwięków w zależności od ich natężenia, częstotliwości i czasu ekspozycji. Materiały do Studiów i Badań CIOP, 1982.
- [7] Naveteur J., Freixa L., Baque E., Individual differences in electrodermal activity as a function of subjects anxiety, Personality and Individual Differences, 1987.
- [8] Panuszka R., Work for study of the impact of low frequency noise on occupational health effects and brain potentials and control measures used. Kraków: Mat. Konf. Structures-Waves- Biomedical Engineering, 2001.
- [9] Pawłaczyk-Łuszczyńska M., Rejestr przemysłowych i transportowych źródeł hałasu infradźwiękowego. Łódź: Oficyna Wydawnicza Instytutu Medycyny Pracy, 1997.
- [10] Polska Norma PN-86/N-01338. Hałas infradźwiękowy - Dopuszczalne wartości poziomów ciśnienia akustycznego na stanowiskach pracy i ogólne wymagania dotyczące wykonywania pomiarów.
- [11] Sanocki W., Kwestionariusze osobowości w psychologii. Warszawa: PWN, 1981.
- [12] Sosnowski T., Zimmer K., Metody psychofizjologiczne w badaniach psychologicznych. Warszawa: PWN, 1993.
- [13] Strelau J., Temperament osobowość działanie. Warszawa: PWN, 1985.
- [14] Zuckerman M., Psychobiology of personality. Cambridge: Cambridge University Press, 1991.

Dr inż.



Zbigniew DAMIJAN ur. 9.06.1957r. W 1982 ukończył WAT, Wydział Cybernetyki. Od 2000 adiunkt WIMiR AGH. Wykształcenie: mechanik, cybernetyk, elektronik, specjalność automatyzacja systemów kierowania i zarządzania. Zainteresowania naukowe: diagnostyka biomedyczna, cyfrowe przetwarzanie sygnałów, bionika, cybernetyka,

psychoakustyka, biometria. Inne zainteresowania: modelarstwo, turystyka, sport.

WPŁYW DRGAŃ NISKOCZĘSTOTLIWOŚCIOWYCH NA WYBRANE PARAMETRY FIZJOLOGICZNE

Zbigniew DAMIJAN

Katedra Mechaniki i Wibroakustyki Laboratorium Akustyki Strukturalnej i Inżynierii Biomedycznej 30-059 Kraków, al. Mickiewicza 30, fax: (012) 423-31-63, email: damijan@imir.agh.edu.pl

Streszczenie

Praca przedstawia badania i analizy wpływu drgań niskoczęstotliwościowych na wybrane parametry fizjologiczne organizmu człowieka. Z uwagi na nieliczne doniesienia literaturowe o możliwości stosowania drgań niskoczęstotliwościowych w terapii, przeprowadzono badania mające na celu sprawdzenie jak ekspozycja drganiami wpływa na zmiany wytypowanych parametrów fizjologicznych.

Słowa kluczowe: drgania niskoczęstotliwościowe, parametry fizjologiczne.

CHANGES OF SELECTED PHYSIOLOGICAL PARAMETERS UNDER LOW FREQUENCY VIBRATION

Summary

The aim of the work was the research and analysis concerning the influence of low-frequency vibrations on chosen functional parameters of human body. Due to the fact, that there is not much literature on the possibility of using low-frequency vibrations in therapy. The experiment carried what are the changes of chosen physiological parameters.

Keywords: low-frequency vibration, physiological parameters.

1. WSTĘP

Tylko nieliczne doniesienia literaturowe wskazują na możliwość stosowania drgań niskoczęstotliwościowych w terapii. W związku z tym przeprowadzono badania eksperymentalne mające na celu sprawdzenie, jaki jest wpływ drgań niskiej częstotliwości na wytypowane parametry fizjologiczne organizmu człowieka. Do wywołania cyklicznych zmian obciążeń kości zaproponowano drgania harmoniczne o częstotliwości biegu człowieka, jako najbardziej właściwe z fizjologicznego punktu widzenia [2-4,7]. Założono, że drgania powinny być bezpieczne i nieuciążliwe [1,5,6,8,9].

2. METODYKA BADAŃ

Celem pracy były badania i analizy wpływu drgań niskiej częstotliwości na wytypowane parametry fizjologiczne organizmu człowieka.

Badania prowadzono od 15.9.2003 do 15.10.2003 w Laboratorium Akustyki Strukturalnej i Inżynierii Biomedycznej AGH w Krakowie. Kwalifikacja do badań odbyła się dzień przed planowanym eksperymentem (dobór grupy celowy). Osoby uczestniczące w badaniach - kobiety - zostały zapoznane z przebiegiem badań i wyraziły zgodę na uczestnictwo w eksperymencie. Do badań zakwalifikowano 28 kobiet. Z zakwalifikowanymi przeprowadzono badania densytometryczne i biochemiczne. Eksperyment polegał na wykonaniu badań właściwych (dalej nazywanych treningiem), obejmujących dziewiętnaście treningów w kolejnych dniach roboczych, o stałej porze dnia dla każdej osoby. Czas trwania treningu 40 minut, w tym 20 min. ekspozycji drgań ogólnych o częstotliwości 3,5 Hz i amplitudzie 0,004 m. W trakcie każdego treningu rejestrowano wytypowane parametry fizjologiczne przed i po treningu. W czasie każdego treningu prowadzono stałą akwizycję sygnału EKG. zakończeniu eksperymentu Po ponownie przeprowadzono badania densytometryczne i biochemiczne.

Na podstawie dokonanego przeglądu literatury postawiono tezę, że krótkotrwała ekspozycja niskoczęstotliwościowych drgań może wpływać na:

- temperaturę w kanale usznym,
- zawartość tkanki tłuszczowej,
- masę ciała.

Oczekiwano, że zmiany wytypowanych parametrów będą większe w warunkach ekspozycji bodźca, niż w sytuacji jego braku. Założono, że drgania będą stanowiły trening fizyczny dla uczestników. Ekspozycja drgań powinna wymuszać ich amortyzację przez układ mięśniowy oraz powodować izometryczną pracę mięśni.

W doświadczeniu wykorzystano dwie platformy wibracyjne wykonane dla potrzeb eksperymentu (rys. 1).



Rys. 1. Stanowisko doświadczalne

Eksperyment polegał na wykonaniu czynności przygotowawczych do treningu (wykonanie testu Thayera, testu czasu reakcji, pomiar ciśnienia skurczowego, rozkurczowego, tętna, tkanki tłuszczowej, masy ciała, temperatury w kanale usznym oraz termogram nóg), realizacji badań głównych oraz wykonaniu czynności końcowych (realizacja podobna jak czynności przygotowawcze).

Badania główne polegały na 20 min. ekspozycji na drgania. Osoba badana stała na platformie wibracyjnej bez obuwia, aby wykluczyć tłumienie podeszew obuwia. W eksperymencie w sposób ciągły rejestrowano sygnał EKG. Uczestniczki podczas badań pokazano na rys. 2.



Rys. 2. Uczestniczki eksperymentu - badania główne

Temperaturę w kanale usznym mierzono termometrem elektronicznym typu Gentle Temp 510, wykrywającym ciepło podczerwieni wydzielane przez błonę bębenkową. Pomiar temperatury w kanale ucha, przy błonie bębenkowej jest dokładnym wskaźnikiem wewnętrznej (głębokiej) temperatury ciała.

Zawartość tkanki tłuszczowej oraz masę ciała wyznaczano za pomocą urządzenia TANITA. Tkankę tłuszczową oznaczano metodą BIA (bioelektronicznej analizy oporności). W metodzie przez ciało badanego przepływa słaby prąd, łatwiej przez płyny zawarte w mięśniach niż przez tkankę tłuszczową. Powstający opór pozwala na dokładne wyznaczenie, w procentach, udziału tkanki tłuszczowej w organizmie. Sprzęt stosowany w badaniach pokazano na rys. 3 i 4. Uczestniczkę w czasie wyznaczania gęstości tkanki tłuszczowej oraz masy ciała przedstawiono na rys. 5.





Rys. 5. Wyznaczanie gęstości tkanki tłuszczowej oraz masy ciała

Otrzymane wyniki poddano analizom statystycznym w środowisku Statistica 6.0. Rodzaj rozkładu badano testami Kołmogorowa-Smimowa z poprawką Lillieforsa oraz W Shapiro-Wilka. W analizach statystycznych przyjęto poziom istotności p<0,05, stosowano nieparametryczny test Wilcoxona dla dwóch grup zmiennych zależnych. Hipoteza zerowa, dla każdej zmiennej, brzmiała następująco: ekspozycja drgań niskiej częstotliwości na organizm człowieka nie powoduje zmian analizowanej zmiennej.

3. WYNIKI

Przeprowadzone badanie rodzaju rozkładów wskazało, że analizowane zmienne nie posiadają rozkładu normalnego. Prawdopodobieństwo testowe istotności zmian zmiennych, wyznaczono testem Wilcoxona. Wyniki analiz przedstawiono na rys. $6 \div 11$.

Na podstawie przeprowadzonych analiz, można stwierdzić, że ekspozycja drgań niskoczęstotliwościowych na organizm człowieka powoduje istotny statystycznie wzrost temperatury ciała oraz spadek zawartości tkanki tłuszczowej w organizmie.



Rys. 6. Zmiana temperatury w kanale usznym



Rys. 7. Zmiana zawartości tkanki tłuszczowej



Rys. 8. Zmiana masy ciała



4. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań i wykonanych analiz można stwierdzić, że ekspozycja drgań niskoczęstotliwościowych na organizm człowieka powoduje:

- dla 100% próby istotny statystycznie wzrost temperatury w kanale usznym z prawdopodobieństwem testowym $p < 10^{-5}$,
- dla 95.67% próby istotny statystycznie spadek zawartości tkanki tłuszczowej z prawdopodobieństwem testowym p < 10⁻⁵,
- u 60.87% próby zaobserwowano spadek masy ciała z nie istotną statystycznie zmianą masy ciała.

Zrealizowane badania wstępne zachęcają do podjęcia dalszych systematycznych eksperymentów. Problem pozostaje otwarty. Badania wymagają zmiany częstotliwości, przyspieszeń, jak i czasu ekspozycji.

Badania wykonano w ramach Projektu Badawczego nr 3 T11E 006 26 oraz były finansowane przez Fundację Kościuszkowską, Amerykańskie Centrum na rzecz Kultury Polskiej, z funduszu zapewnionego przez Fundację Alfreda Jurzykowskiego.

LITERATURA

- [1] Augustyńska D., Pośniak M., Czynniki szkodliwe w środowisku pracy wartości dopuszczalne 2003, CIOP-PIB Warszawa 2003.
- [2] Chen L., Han Z., Yang X., The effects of frequency of mechanical vibration on experimental fracture healing, PMID: 7842923.
- [3] Damijan Z., Changes of selected biochemical parameters blood and strength bones of rats under low frequency vibration, Molecular and Quantum Acoustics, Volume 25, Gliwice, s. 69-78, 2004.
- [4] Damijan Z., Kasprzak C., Panuszka R., Influence of low-frequency vibration on changes of biochemical parameters of living rats, The Journal of the Acoustical Society of America, 115, p. 2443, 2004.
- [5] Engel Z., Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem, PWN Warszawa 1993.
- [6] Koradecka D., Lipowczan A., Drgania mechaniczne (wibracje), W: Bezpieczeństwo pracy i ergonomia, Red. D. Koradecka T. 1. Warszawa, CIOP 1997.
- [7] Torvinen S., Sievanen H., Jarvmen T., Pasanen M., Kontulainen S., Kannus P., Effect of 4-mm vertical whole body vibration on muscle performance and body balance a randomized cross-over study, PMID:12165890.
- [8] Rozporządzenie MP i PS z dnia 2.01.2001 w sprawie NDS i NDN w środowisku pracy.
- [9] PN-EN ISO 13090-1: 1998 Drgania i wstrząsy mechaniczne - Wytyczne dotyczące bezpieczeństwa badań i eksperymentów z udziałem ludzi.



Dr inż. Zbigniew DAMIJAN ur. 9.06.1957r. W 1982 ukończył WAT, Wydział Cybernetyki. W roku 2000 uzyskał stopień doktora nauk technicznych (AGH). Od 2000 r. - adiunkt WIMiR AGH. Zainteresowania naukowe: diagnostyka biomedyczna, cyfrowe przetwarzanie sygnałów, bionika, cybernetyka, psychoakustyka,

biometria. Inne zainteresowania: modelarstwo, turystyka, sport.

ZASTOSOWANIE UŚREDNIANIA MULTISYNCHRONICZNEGO - MSA W DIAGNOSTYCE SILNIKÓW ASYNCHRONICZNYCH

Roman BARCZEWSKI

Politechnika Poznańska, Instytut Mechaniki Stosowanej ul. Piotrowo3, 60-965 Poznań, fax. (061) 6652307, e-mail: Roman.Barczewski@put.poznan.pl

Streszczenie

W artykule zarysowano możliwości zastosowań uśredniania multisynchronicznego – *MSA* (diagnostycznie zorientowanej metody przetwarzania sygnału) do diagnozowania asynchronicznych silników elektrycznych. Technika ta może być stosowana na etapie badań identyfikacyjnych oraz jako standardowa procedura w zaawansowanych systemach diagnostycznych. Wyniki wstępnego przetwarzania sygnałów WA techniką *MSA* pozwalają określić punkty reprezentatywne dla obserwacji drgań, niosące informacje o zjawiskach i procesach zachodzących w silniku. Stosując *MSA* możliwe jest także prowadzenie selektywnej obserwacji zjawisk i procesów. W pracy zarysowano ideę metody oraz przykład zastosowania do dekompozycji sygnału drganiowego generowanego przez asynchroniczny silnik elektryczny.

Słowa kluczowe: diagnostyka silników elektrycznych, dekompozycja sygnału drganiowego, MSA

APPLICATION OF MULTISYNCHRONOUS AVERAGING - MSA IN ASYNCHRONOUS ELECTRIC MOTOR DIAGNOSTICS

Summary

The paper outlines application of mulitisynchronous averaging MSA (of a diagnostically oriented signal processing method) in diagnosing asynchronous electric motors. The technique may be used at the stage of identification research and as a standard procedure in advanced diagnostic systems. The results of the MSA technique enable selecting the representative vibration observation points providing the information on the phenomena and processes undergoing in the motor. Moreover, a selective observation phenomena and processes becomes feasible. The paper provides an outline of idea of the method and an its example application for decomposition of a vibration signal generated by an asynchronous electric motor.

Keywords: electric motor diagnostics, vibration signal decomposition, MSA - techniques

1. WPROWADZENIE

W diagnostyce silników elektrycznych (*SE*) stosowane są różne techniki i metody badań. Wykonywane są m.in. specjalizowane pomiary elektryczne [12], pomiary i analizy pola magnetycznego [11], pomiary temperatury uzwojeń i węzłów łożyskowych oraz pomiary i analizy drgań.

Diagnozowanie silników elektrycznych prowadzi końcowej się głównie W fazie produkcji (diagnostyka kontrolna) i eksploatacji (diagnostyka eksploatacyjna). W diagnostyce kontrolnej SE, szczególnie przydatne są metody dające możliwość szybkiej i nieinwazyjnej detekcji ewentualnych defektów, wad produkcyjnych i montażowych oraz stwierdzenia nieprawidłowości w funkcjonowaniu urzadzenia. W diagnostyce eksploatacyjnej wykorzystywane są metody oparte głównie na pomiarach i analizie sygnałów wibroakustycznych oraz analizie widmowej prądu zasilającego SE.

Analizując rys. 1 można wnioskować, że oprócz zjawisk termicznych i wadliwego połączenia

zasilania, pozostałe 65% uszkodzeń silników teoretyczne powinno dać się zidentyfikować na podstawie pomiarów i analiz drgań obudowy lub węzłów łożyskowych.



Rys. 1. Uszkodzenia i defekty silników elektrycznych (na podstawie [15])

Dla ogólnej oceny stanu technicznego mogą być stosowane szerokopasmowe pomiary drgań. Ocena

stanu technicznego polega zazwyczaj na porównaniu wartości skutecznych prędkości drgań (np. w paśmie 10-1000 Hz) rejestrowanych na węzłach łożyskowych silnika (zawieszonego elastycznie) z wartościami kryterialnymi określonymi w normach lub zaleceniach. Wartości dopuszczalne drgań mogą być przyjmowane w zależności od: klasy drganiowej silnika (*N-normalny R-obniżony, S-specjalny*), prędkości obrotowej, wysokości wzniosu osi wirnika itp.

Wykorzystując sygnał drganiowy jako źródło informacji o stanie technicznym *SE*, zarówno w przypadku diagnostyki kontrolnej jak i eksploatacyjnej stajemy przed dylematem, w jakim miejscu na obiekcie badań zamontować przetwornik (lub przetworniki) drgań.

Jednym z możliwych rozwiazań jest lokalizacja przetworników w punktach optymalnych dla obserwacji jednego wybranego zjawiska (procesu, defektu), w którym inne zjawiska będą miały niewielki udział energetyczny. Takie podejście, w przypadku kompleksowej oceny stanu SE, wymaga zastosowania macierzy przetworników i wielowatkowego przetwarzania sygnałów. Lokalizacja przetworników powinna być poprzedzona badaniami identyfikacyjnymi w szczególności analizą informatywności lokalnej I₁ [2,5] poszczególnych punktów pomiarowych.

Drugie podejście to umiejscowienie przetwornika w punkcie reprezentatywnym pomiarowym, w którym informatywność globalna I_o jest wysoka (niski poziom szumów i zakłóceń) i jednocześnie udział energetyczny poszczególnych zjawisk mających swoją reprezentację w sygnale drganiowym jest w miarę równomierny. Takie podejście jest uzasadnione przypadku optymalizacji strukturalnej systemów monitorująco-diagnostycznych on-line (pozwala to na usuwanie redundancji np. liczby instalowanych przetworników).

W obydwu podejściach niezbędne jest zastosowanie skutecznej i niezawodnie działającej

techniki dekompozycji sygnału drganiowego umożliwiającej separację składowych związanych z poszczególnymi zjawiskami. W pierwszym przypadku będzie to narzędzie badań identyfikacyjnych, w drugim procedura narzędziowa systemu diagnostycznego.

Zastosowanie diagnostycznie zorientowanej techniki dekompozycji sygnału i parametryzacja wyników dekompozycji do oceny stanu technicznego silników asynchronicznych jest uzasadniona, z uwagi na fakt koegzystencji w sygnałach drganiowych rejestrowanych na SE składowych związanych zarówno ze zjawiskami i uszkodzeniami natury mechanicznej iak i elektrycznej. Zjawiska te generuja drgania o charakterze poliharmonicznym, a częstotliwości podstawowe f_p poliharmonik powiązane są odpowiednio z częstotliwością obrotową wirnika f_o oraz częstotliwością sieci zasilającej f_s (tabela 1). Z uwagi na zjawisko poślizgu (s), charakterystyczne dla silników asynchronicznych, częstotliwości f_o i f_s oraz f_e (opisana zależnością 1, charakterystyczna dla mimośrodowości [15]) nie są wzajemnie swoimi nad- i pod wielokrotnościami.

$$f_e = \left\lfloor \left(n_h \cdot n_r \pm n_e \right) \frac{1-s}{p} \pm n_i \right\rfloor f_s \qquad (1)$$

gdzie: f_s - częstotliwość sieci zasilającej,

 $n_h = 1,2 \dots$ (kolejne harmoniczne),

 n_r – liczba żłobków wirnika,

 n_e - liczba całkowita; n_e=0 dla nieosiowości typu statycznego (przesunięcie osi wirnika); n_e = 1,2,.. dla nieosiowości typu dynamicznego (ukosowanie osi wirnika),

p - liczba par biegunów; $n_i = 1,3,5,7...$ s - poślizg.

Zważywszy na powyższe, potencjalnie możliwe jest dokonywanie separacji poliharmonik o częstotliwościach podstawowych f_o , f_s , f_e .

Tablica 1.

Uszkodzenia silnika elektrycznego wykrywane na podstawie analizy sygnału drganiowego; częstotliwości charakterystyczne defektów (na podstawie [15])

Rodzaj defektu	Częstotliwość charakterystyczna	Uwagi
Niewyważenie wirnika	f_o	w kierunku promieniowym
Luzy mechaniczne	2 : f_o , 3 : f_o	
Zgięcie wału wirnika	f_o	Kierunek promieniowy i osiowy
	sygnał o charakterze okresowym	częstotliwości powtarzania impulsów
Defekty łożysk tocznych	(impulsowym) na tle szumu	charakterystyczne dla defektów
	wysokoczęstotliwościowego	poszczególnych elementów łożyska [14]
Problemy natury	n f n f	składowe powinny zaniknąć po wyłączeniu
elektrycznej	$n_h j_o$, $n_h j_s$	zasilania
Niewspółosiowość w	f f	mogą występować boczne wstęgi
silnikach indukcyjnych	Jesto	modulacyjne ±s
Pęknięte pręty w	f + 2 - f	trudne do wykrycia z uwagi na niskie wartości
silnikach indukcyjnych $J_o \pm 2 \cdot s \cdot f_s$		amplitud
Uszkodzenie uzwojenia	f 2.f A.f	trudne do odróżnienia od innych defektów (w
stojana	J_s , $2J_s$, $4J_s$	przypadku stosowania jedynie analizy drgań)

2. *MSA* JAKO NARZĘDZIE DEKOMPOZYCJI POLIHARMONICZNEJ

Do dekompozycji sygnału zaproponowano uśredniania multisynchronicznego technike (Multisynchronous Averaging - MSA) [4]. Dalsze przetwarzanie zdekomponowanych sygnałów lub poliharmonik pozwala na jakościową i ilościową ocenę zjawisk, przydatną analizie w informatywności punktów pomiarowych, wyborze optymalnego punktu i kierunku obserwacji diagnostycznej (np. dla wyeksponowania pewnych zjawisk). Technika ta może być stosowana jako procedura narzędziowa systemach w zaawansowanego przetwarzania sygnałów.

uśredniania multisynchronicznego Technika wykorzystuje mechanizmy klasycznego i/lub śledzącego uśredniania synchronicznego [1,7,13]. Zasadnicza różnica polega na wykorzystaniu złożonych sygnałów tachometrycznych oraz specyficznemu dla tej metody cyfrowemu przetwarzaniu sygnałów. Specyfika przetwarzania cyfrowego w MSA polega na wstępnym nadpróbkowaniu analizowanych sygnałów sygnałów i złożonych tachometrycznych, dolnoprzepustowej filtracji cyfrowej, oraz decymacji [1], stosowanej w celu redukcji rozmiarów szeregów czasowych. Technika ta pozwala na równoległe, wielowatkowe dekomponowanie sygnału poliokresowego na monookresowe sygnały poliharmoniczne [5,6]. Metoda MSA umożliwia jednoczesna redukcje szumu, stopień redukcji szumu а w zdekomponowanych sygnałach jest zależny od liczby realizacji poddanych uśrednieniu.

W trakcie funkcjonowania procedury (realizowanej w czasie rzeczywistym) możliwe jest obserwowanie przebiegów czasowych równolegle dekomponowanych sygnałów, wyznaczanie na ich podstawie miar liczbowych (estymat) oraz wielowariantowe dalsze przetwarzanie np. wykonywanie analiz widmowych i syntetyzowanie wyników.

Dodatkową zaletą metody jest możliwość ograniczenia liczby sygnałów tachometrycznych rejestrowanych w polu zjawiskowym, a w przypadku stosowania autosynchronizacji sygnały tachometryczne są częściowo lub całkowicie zbędne.

Dla prawidłowego funkcjonowania procesu dekompozycji istotne jest pozyskanie sygnałów synchronizujących, odpowiadających częstotliwościom podstawowym poliharmonik. W przypadku silników asynchronicznych można je uzyskać na wiele sposobów np. na drodze:

- wykorzystania dominujących i/lub niskoenergetycznych składowych sygnału prądu zasilania silnika [16,17],
- filtracji cyfrowej i/lub kondycjonowania złożonych <u>sygnałów tachometrycznych</u> rejestrowanych w polu zjawiskowym oraz sygnału referencyjnego dla częstotliwości sieciowej f_s,
- <u>autosynchronizacji</u> poprzez wielowątkowe przetwarzanie dekomponowanego sygnału drganiowego polegające na równoległej cyfrowej filtracji pasmowej, tworzeniu złożonego sygnału tachometrycznego oraz jego decymacji.



Rys. 2. Metoda Uśredniania Multisynchronicznego *MSA* – uproszczony schemat przetwarzania sygnałów i postprocessingu [4,6]
3. PRZYKŁAD DEKOMPOZYCJI

Metodę sumowania multisynchronicznego zastosowano do dekompozycji sygnału przyspieszeń drgań jednofazowego silnika asynchronicznego małej mocy, przedstawionego na rys. 3. Podczas prowadzenia eksperymentu przetwornik przyspieszeń drgań mocowano na obudowie i na węźle łożyskowym silnika.



Rys.3. Obiekt badań - jednofazowy asynchroniczny silnik indukcyjny [6]

Dodatkowo zainstalowana sonda tachometryczna i przekładnik napięciowy w układzie zasilania były wykorzystywane jedynie na etapie weryfikacji poprawności tworzenia sygnałów synchronizujących proces dekompozycji. Przyspieszenia drgań silnika rejestrowano przy pomocy piezoelektrycznego przetwornika drgań. Sygnał poddano wstępnemu wzmocnieniu i filtracji antyaliazingowej (filtr dolnoprzepustowy - pasmo do 1 kHz), a następnie przetwarzano do postaci cyfrowej 12 bitowym przetwornikiem ADC. Sterowanie procesem akwizycji oraz dalsze przetwarzanie cyfrowe realizowano w systemie DasyLab.

Na rysunku 4 przedstawiono postacie sygnałów przyspieszeń drgań uzyskane na drodze filtracji sygnału wejściowego w w/w pasmach oraz otrzymane podstawie na ich sygnały synchronizujące proces dekompozycji metodą MSA. .Specyfika sygnału przyspieszeń drgań przez generowanych silnik asynchroniczny pozwoliła zastosowanie techniki na autosynchronizacji procesu dekompozycji. Sygnały synchronizujące (rys. 4d) uzyskano na drodze wąskopasmowej filtracji cyfrowej (filtry 10 rzędu) pierwotnego sygnału przyspieszeń (rys.4a) w pasmach:

- częstotliwości obrotowej f_o (ok. 24.5 Hz),
- występowania zjawiska magnetostrykcji 2:f_s (100 Hz),
- występowania częstotliwości żłobkowej f_e.



Rys. 4. Tworzenie sygnałów synchronizujących proces dekompozycji metodą MSA na podstawie sygnału przyspieszeń drgań zarejestrowanego na obudowie asynchronicznego silnika indukcyjnego; (sygnały synchronizujące dekompozycję dla: fs - częstotliwość sieci zasilającej; fo – częstotliwość obrotowej wirnika, fe - częstotliwości żłobkowej)

Odfiltrowane sygnały (rys. 4c) zostały w kolejnym kroku zamienione na standard TTL oraz dodatkowo w przypadku składowej 100 Hz poddane decymacji (rys. 4d).



Rys. 5. Proces uśredniania synchronicznego dla jednego z kanałów *MSA*

Rysunki 5 i 6 ilustrują proces uśredniania synchronicznego dla jednego z kanałów dekompozycji (w tym przypadku zjawisk natury mechanicznej). W trakcie uśredniania (kolejnych jego realizacji) następuje uwydatnianie składowych synchronicznych z częstotliwością obrotową wirnika f_o oraz widoczna jest redukcja szumu i składowych sygnału o częstotliwościach różnych od $n \cdot f_o$ (n=1,2,3 ...).



Rys. 6. Proces uśredniania synchronicznego (obserwacja w dziedzinie częstotliwości; analiza wykonywana współbieżnie z procesem sumowania synchronicznego

Na rys. 7 przedstawiono efekt równoległej, wielowątkowej dekompozycji MSA po wykonaniu kilkudziesieciu iteracji uśredniania. Dekomponowane sygnały w trakcie realizacji procedury MSA przybierają postać monookresowych sygnałów poliharmonicznych. Efekt procesu uśredniania można również obserwować dziedzinie częstotliwości. W W wynikach wykonywanych współbieżnie analiz widmowych sygnałów uśrednianych synchronicznie wyraźnie widać zanik składowych niesynchronicznych z f_p (porównaj rys. 4b).



Rys. 7. Składowe sygnału przyspieszeń drgań asynchronicznego silnika elektrycznego (*patrz rys 4a*) i ich widma amplitudowe, uzyskane w wyniku dekompozycji metodą uśredniania multisynchronicznego (*MSA*)

BARSZCZEWSKI, Zastosowanie uśredniania synchronicznego – MSA w diagnostyce ...

4. OBSZAR ZASTOSOWAŃ MSA

Uśrednianie multisynchroniczne *MSA* podobnie jak metoda *PRF (Poliharmonicznej Filtracji Rrekurencyjne)j* [3], daje wiele możliwości zastosowań diagnostycznych. Zastosowania te zależą głównie od sposobu dalszego przetwarzania uzyskanych w wyniku dekompozycji sygnałów i widm.

punktu Ζ widzenia zastosowań metody w diagnostyce silników asynchronicznych można pierwszym zaproponować podejściu W parametryzację zdekomponowanych sygnałów np. wyznaczenie miar amplitudowych. Na tej podstawie możliwe jest wartościowanie i ocena poszczególnych kategorii zjawisk występujących w silniku (patrz rysunek 8), lub tworzenie widma okresowości (rys.9) [3,8,9].



Rys. 8. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań w [m/s²], związane z poszczególnymi zjawiskami mającymi swoją reprezentację w sygnale zarejestrowanym w jednym z punktów pomiarowych na korpusie silnika



Rys. 9. Przykładowa postać widma okresowości sygnału przyspieszeń zarejestrowanego na korpusie pracującego silnika elektrycznego

Śledzenie zmian widma okresowości (WO) lub składu poliharmonik w czasie eksploatacji Θ pozwala obserwować i prognozować rozwój uszkodzeń poszczególnych podzespołów. Na podstawie poliharmonik można również tworzyć dyskryminanty, które opisano szerzej w [2,5]. Pozwalają one na identyfikację poszczególnych rodzajów defektów i uszkodzeń.

Inne możliwości zastosowań wyników dekompozycji MSA niesie za soba analiza informatywności. Dysponując widmami mocy zdekomponowanych sygnałów oraz zakładając, że składowe okresowe są użyteczną diagnostycznie częścia sygnału (niosaca informacje o zjawiskach okresowych), można wyznaczyć: informatywność globalna, lokalna i cząstkowa [3,4]. Wyznaczanie poszczególnych informatywności oparte jest na analizie udziałów: globalnej mocy sygnałów okresowych, mocy poliharmonik lub ich poszczególnych składowych w mocy całkowitej analizowanego sygnału.



Rys. 10. Przykładowy udział energetyczny poszczególnych zjawisk związanych z częstotliwościami podstawowymi f_o , f_e , f_s

Informatywność globalna wyraża stosunek mocy wszystkich składowych okresowych (łącznie) w badanym procesie (sygnale) do mocy całkowitej procesu (sygnału).

$$I_g = \frac{P_u}{P_c} = \frac{P_o}{P_c} \tag{2}$$

gdzie: P_c – moc całkowita sygnału,

poliharmonik),

P_u – moc sygnałów użytecznych, P_o - moc wszystkich składowych okresowych (zsumowana moc wszystkich

oraz

$$P_o = \sum_i P_{o_i} \tag{3}$$

przy czym: P_{o_i} - moc i – tej poliharmoniki;

i - numer kolejnej poliharmoniki,

i= 1 ... M (M - liczba poliharmonik).

Informatywność lokalna – wyraża stosunek mocy *i-tej* poliharmoniki do mocy całkowitej sygnału. Jest to zatem stosunek mocy poszczególnych składowych widma okresowości (związanych z częstotliwościami podstawowymi $f_{p,i}$) do mocy całkowitej sygnału:

$$I_{l,i} = \frac{P_{u_i}}{P_c} = \frac{P_{o_i}}{P_c}$$
(4)

gdzie:

$$P_{o_i} = \sum_j P_{o_{i,j}}$$
 oraz

 $P_{o_{i,j}}$ - moc *j-tej* składowej *i-tej* poliharmoniki

Informatywność cząstkowa jest definiowana jako stosunek mocy *j-tej* składowej poliharmoniki do mocy poliharmoniki lub jako stosunek mocy *j-tej* składowej *i-tej* poliharmoniki do mocy całkowitej sygnału.

$$I_{c_{i,j}} = \frac{P_{o_{i,j}}}{P_{o_i}} \lim I_{c_{i,j}} = \frac{P_{o_{i,j}}}{P_c} \quad (5)$$

Na podstawie porównania informatywności globalnej dla kilku punktów pomiarowych można dokonać wyboru punktu najbardziej informatywnego dla obserwacji diagnostycznej. Analiza informatywności lokalnej jest skutecznym narzędziem ułatwiającym dokonanie wyboru punktu reprezentatywnego np. dla obserwacji wszystkich zachodzących zjawisk, lub na odwrót dokonanie wyboru punktu, w którym jedno ze zjawisk o charakterze okresowym będzie w sygnale drganiowym eksponowane, a udział energetyczny pozostałych zjawisk nie będzie znaczący.

Informatywność cząstkowa może być pomocna przy podejmowaniu decyzji dotyczących wyboru wielkości pomiarowej (np. prędkości, przyspieszeń drgań), w tych przypadkach, gdy istotna będzie w miarę równomierna reprezentacja poszczególnych składowych nadharmonicznych. Optymalną wielkością będzie ta, dla której odchylenie standardowe informatywności cząstkowych składowych poliharmoniki będzie miało mniejszą wartość.

Tablica 2.

Forma wyniku	Zastosowania diagnostyczne
Zdekomponowane monookresowe sygnały czasowe	 Parametryzacja sygnałów i wyznaczanie miar amplitudowych; na ich podstawie ocena wibroaktywności zjawisk i/lub podzespołów. Dalsze przetwarzanie sygnałów w dziedzinie czasu, amplitudy i częstotliwości i stosowanie zaawansowanych technik diagnozowania i prognozowania.
Poliharmoniki uzyskane z widm dekomponowanych sygnałów (ciągi składowych związane z daną częstotliwością podstawową)	 Określenie typu uszkodzenia danego podzespołu lub elementu generującego poliharmonikę na podstawie: udziału amplitudowego poszczególnych składowych poliharmoniki, dyskryminant.
Widmo okresowości WO (moc lub wartość skuteczna poliharmoniki w funkcji częstotliwości podstawowej)	 Ocena zaawansowania wybranego procesu, zjawiska, uszkodzenia i/lub śledzenie jego zmian w czasie eksploatacji Θ. Lokalizacja uszkodzenia (przy znajomości częstotliwości podstawowych zjawisk)
Globalny udziału składowych okresowych (np. wartość skuteczna wszystkich składowych okresowych)	 Ogólna ocena stanu silnika, globalna ocena zaawansowania uszkodzeń.
Analiza informatywności (wielowariantowa analiza udziału mocy składowych okresowych w analizowanym sygnale drganiowym)	 <u>Informatywność globalna</u> - wstępny wybór punktów informatywnych dla obserwacji diagnostycznej. <u>Informatywność lokalna</u> - ocena przydatności danego punktu pomiarowego dla obserwacji poszczególnych zjawisk generującego poliharmoniki (separacja zjawisk) lub wybór punktu reprezentatywnego (usuwanie redundancji strukturalnej w systemach monitorująco-diagnostycznych). <u>Informatywność cząstkowa</u> – wybór wielkości pomiarowej dla prowadzenia obserwacji diagnostycznej.

Obszary zastosowań wyników dekompozycji poliharmonicznej metodą MSA

DIAGNOSTYKA'35

BARSZCZEWSKI, Zastosowanie uśredniania synchronicznego – MSA w diagnostyce ...

4. PODSUMOWANIE

- Dla realizacji technicznej zaproponowanej metody niezbędne jest stosowanie układów pozwalających na wielowątkowe cyfrowe przetwarzania sygnałów.
- Obserwacja zmian widma okresowości uzyskanego na drodze MSA może być cennym narzędziem w układach okresowego lub ciagłego monitorowania stanu technicznego silników na etapie ich eksploatacji.
- potrzeb Zarówno dla diagnostyki eksploatacyjnej jak i kontrolnej, dla konkretnego modelu silnika niezbędne jest określenie wartości kryterialnych dla poszczególnych klas zjawisk mających swoją reprezentację w sygnale drganiowym.

LITERATURA

- [1] Adamczyk J., Krzyworzeka P., Łopacz H., Systemy synchronicznego przetwarzania sygnałów diagnostycznych, Wydawnictwo Naukowe DWN, Kraków 1999.
- [2] Barczewski R., Poliharmoniczna filtracja rekurencyjna - diagnostycznie zorientowana metoda analizy sygnałów, Materiały X Szkoły Diagnostyki, Poznań - Zajączkowo 1992.
- [3] Barczewski R., Poliharmoniczna filtracja rekurencyjna sygnałów drganiowych i jej zastosowania w diagnostyce maszyn, Praca doktorska, WBM - Politechnika Poznańska, Poznań 1991.
- [4] Barczewski R., Uśrednianie multisynchroniczne (MSA) - diagnostycznie zorientowana metoda analizy sygnałów wibroakustycznych, Diagnostyka Vol. 30, tom 1, 2004, str. 9-12.
- [5] Barczewski R., Poliharmoniczna filtracja rekurencyjna – metoda analizy sygnałów poliokresowych, poliharmonicznych i Inżynieria Diagnostyki Maszyn, Praca zbiorowa, redakcja Żółtowski B., Cempel C., PTDT-ITE PIB Radom, Warszawa -Bydgoszcz - Radom 2004, rozdział 15.
- [6] Barczewski R., Zastosowanie sumowania multisynchronicznego do dekompozycji drganiowego asynchronicznego svgnału silnika elektrycznego, XXXII Ogólnopolskie Seminarium Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2005. (pełen tekst na CD)
- [7] Cempel C., Sumowanie synchroniczne jako diagnostyki maszyn, Archiwum metoda Budowy Maszyn 197,6 zeszyt 3, str. 433-441.
- [8] Cempel C., Diagnostyka wibroakustyczna maszyn, Wyd. Pol. Poznańskiej, Poznań 1985.
- [9] Cempel C., Barczewski R., Peroodicity Spectrum as a New Designation Method of Vibroacoustical Signal Analysis. 5th Seminar and Exhibition on Noise Control, Szeged -Hungary 1986.

- [10] Cempel C., Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn, WNT Warszawa 1982.
- [11] Diagnostyka Maszyn. Zasady ogólne. Przykłady zastosowań, Praca zbiorowa, redakcja Cempel C., Tomaszewski F., MCNEMT Radom 1992.
- [12] Glinka Т., Diagnozowanie maszyn elektrycznych, Inżynieria Diagnostyki Maszyn, Praca zbiorowa, redakcja Żółtowski B., Cempel C., PTDT- ITE PIB Radom, Warszawa - Bydgoszcz - Radom 2004, rozdział 6, część II, str. 633-654.
- [13] Majewski М.. Śledzące uśrednianie synchroniczne w analizie źródeł drgań silnika elektrycznego, XII Sympozjum Drgania w Układach Fizycznych, Poznań Błażejewko 1986.
- [14] Radkowski S., Diagnozowanie łożysk tocznych Inżynieria Diagnostyki Maszyn, Praca zbiorowa, redakcja Żółtowski B., Cempel C., PTDT - ITE PIB Radom, Warszawa - Bydgoszcz - Radom 2004, rozdział ,1 część II, str. 529-544.
- [15] Rao B.K.N. (editor), Handbook of condition monitoring, 1st edition, Elsevier Advanced Technology, Oxford UK, 1996.
- [16] Swędrowski L., Rozwój metodyki diagnostyki łożysk silnika indukcyjnego poprzez pomiar i analizę widmową prądu zasilającego, XXXVI Międzyuczelniana Konferencja Metrologów MKM'04. 2004.
- [17] Swędrowski L., Metodyka diagnostyki łożysk silnika indukcyjnego poprzez pomiar i analizę widmową prądu zasilającego, Diagnostyka Vol. 30, tom 2, 2004, str. 113-117.



Dr inż.

Roman BARCZEWSKI jest adiunktem oraz kierownikiem Laboratorium Diagnostyki Systemów w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Specjalizacja: diagnostyka i wibroakustyka maszyn środowiska i badania drgań i hałasu,

techniki i diagnostycznie zorientowane metody cyfrowego przetwarzania sygnałów WA: samouczące samoorganizujace systemy i diagnostyczne. Członek Zespołu Ergonomii -PAN/O Poznań, Członek Zarzadu Głównego Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. Członek KT PKN nr 158 ds. Bezpieczeństwa maszyn i ergonomii.

Praca naukowa finansowana ze środków budżetowych na naukę w latach 2005-2007 jako projekt badawczy 4T07B03328

OCENA STANU NAPRĘŻENIA I SPÓJNOŚCI BELKI ŻELBETOWEJ NA PODSTAWIE ZMIAN KSZTAŁTU KRZYWEJ SZKIELETOWEJ

Roman BARCZEWSKI

Politechnika Poznańska, Instytut Mechaniki Stosowanej ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, fax (061) 6652307, e-mail: Roman.Barczewski@put.poznan.pl

Streszczenie

W artykule zarysowano metodę oszacowania naprężeń i detekcji utraty spójności struktur betonowych. Proponowana metoda oparta jest na analizie sygnału wibroakustycznego (drgań swobodnych struktury) i detekcji zmian nieliniowości testowanej struktury. Dla oceny stanu elementu betonowego stosowana jest analiza zmian kształtu krzywej szkieletowej jak i wyniki jej parametryzacji. Krzywa szkieletowa uzyskiwana jest na drodze eksperymentalnej, w wyniku wtórnego przetwarzania mapy czasowo-widmowej (tworzonej techniką STFT–AFC). Przeprowadzone wstępne eksperymenty potwierdziły, że zmiana kształtu krzywej szkieletowej jest współzmiennicza ze zmianą naprężeń w strukturze, oraz że zmiany jakościowe nieliniowości mogą być stosowane do detekcji utraty spójności struktur betonowych.

Słowa kluczowe: badanie struktur betonowych, detekcja i parametryzacja nieliniowości.

STRESS ASSESSMENT AND INTEGRITY LOSS DETECTION OF A FERROCONCRETE BEAM ON THE BASIS OF BACKBONE CURVE CHANGES

Summary

The paper outlined a stress assessment method and the method of integrity loss detection of concrete structures. The proposed method is based on vibroacoustic signal analysis (structure free vibration) and detection of nonlinearity changes of tested structures. For evaluation of concrete element conditions the shape changes as well as parameterization of the backbone curve can be used. The backbone curve is obtained on the experimental way as a results of the postprocessing of a time-frequency map (STFT –AFC techniques). Carried out primary experiments confirm that back bone curve changes are covariable with structure stress state and that qualitative changes of the nonlinearity can be used for integrity loss detection of concrete structures.

Keywords: concrete structures testing, nonlinearity detection and parameterization.

1. WPROWADZENIE

W artykule przedstawiono studium przypadku badania metodą wibroakustyczną (*WA*) stanu naprężenia i spójności belki żelbetowej poddanej próbie zginania. Ocenę stanu naprężenia prowadzono na podstawie analizy nieliniowości badanego obiektu. Zmianę charakteru nieliniowości badanej struktury (wywołaną zmianą stanu naprężenia) określano na podstawie kształtu krzywej szkieletowej (*backbone curve*).

W dalszej części przedstawiono metodę eksperymentalnego odwzorowania krzywej szkieletowej, bazującą na analizie i cyfrowym przetwarzaniu (*postprocessing*) sygnału drganiowego belki pobudzonej wymuszeniem o charakterze impulsowym. Zamieszczono również przykładowe wyniki badań.

2. OCENA STANU STRUKTURY OPARTA NA ANALIZIE ZMIAN CHARAKTERU NIELINIOWOŚCI

Na podstawie przeprowadzonych do tej pory badań dla elementów stalowych wykazano, że Krótkoczasowa Transformata Fouriera (STFT) połączona z korekcją amplitudowo-częstotliwością (Amplitude - Frequency Correction AFC) [1,2], zastosowana do analizy drgań zanikających pobudzonej impulsowo struktury i dalsze cyfrowe przetwarzanie uzyskanych tą metoda sonogramów jest skuteczną metodą pozwalającą na rekonstrukcję krzywych szkieletowych. Odwzorowanie to można uzyskać dla każdego modu drgań w analizowanym paśmie częstotliwości. Na postawie kształtu krzywej szkieletowej możliwe jest określenie nieliniowości (liniowości) badanej struktury. Prowadzone w ramach niniejszej pracy badania miały potwierdzić, w jakim stopniu obserwowane niewielkie zmiany charakteru nieliniowości (zmiany kształtu krzywej szkieletowej) mogą być również zastosowane jako symptomy np.: zmian naprężeń, utraty spójności czy też rozwoju pęknięć struktury wykonanej z betonu, żelbetonu czy też betonu sprężonego. Na rysunku 1 przedstawiono ideę przetwarzania sygnału wibroakustycznego pozwalającego na estymację krzywej szkieletowej na podstawie analizy sygnału drgań swobodnych i prowadzenie wielowariantowej oceny stanu badanych struktur.



Rys.1. Schemat przetwarzania sygnału WA oraz oceny stanu struktury na podstawie analizy nieliniowości z zastosowaniem STFT AFC oraz parametryzacji krzywych szkieletowych

3. KOREKCJA AFC SONOGRAMU I TWORZENIE KRZYWEJ SZKIELETOWEJ

Korekcja AFC sonogramu, uzyskiwanego metodą *STFT*, efektywnie zwiększa precyzję oszacowania częstotliwości i amplitud dla informatywnych składowych widma. Stosowanie AFC pozwala na: eliminację błędów estymacji amplitud dla istotnych składowych widm (wynikających z efektu palisadowego [5]) i około 50 krotne zwiększenie precyzji oszacowania częstotliwości w odniesieniu do rozdzielczości uzyskanej na drodze FFT.

Istotne składowe widma odpowiadające postaciom drgań własnych badanej belki, w przypadku, gdy układ jest nieliniowy, w trakcie wybrzmiewania (zmniejszania amplitudy po pobudzeniu impulsowym), zmieniają swoją częstotliwość. Zastosowanie STFT w klasycznej postaci, z uwagi na zazwyczaj niewystarczającą rozdzielczość widma, nie pozwala na uchwycenie tak subtelnych zmian częstotliwości. Odrębnym problemem są błędy estymacji amplitud lokalnych maksimów wnikające z efektu palisadowego.

Korekcja AFC może być w zasadzie ograniczona do waskich pasm częstotliwości sonogramu, w których występują lokalne maksima. Wzory (1) i (2) dotyczą korekcji AFC dla okna czasowego Hanna (Hanninga), w które wyposażona jest standardowych większość analizatorów widmowych. Okno Hanna zapewnia dobre parametry widma wejściowego dla dalszego przetwarzania (odległość od najbliższej wstęgi bocznej obwiedni widma b=1,87 ∆f. oraz szczyt najbliższej wstęgi bocznej obwiedni widma na poziomie około - 32 dB) [6]. W przypadku użycia tego typu okna do analizy STFT, uzasadnione jest stosowanie techniki overlapingu (zachodzenia okien czasowych) dla przetwarzanych sekwencji czasowych sygnału.

Po dokonaniu detekcji lokalnego maksimum h_m w składowym widmie sonogramu wyznaczany jest parametr μ , na podstawie którego dokonywana jest korekcja częstotliwości lokalnego maksimum zgodnie z zależnością:

$$f_k = (n + \mu) \cdot \Delta f \tag{1}$$

gdzie:

- *n* numer linii widmowej odpowiadającej lokalnemu maksimum,
- $\triangle f$ rozdzielczość widma w Hz,

oraz

$$\mu = \begin{cases} 0.5 & \text{dla} \left(h_m = h_{m+1} \right) \land \left(h_m > h_{m-1} \right) \land \left(h_m > h_{m+2} \right) \\ - \frac{2 - h_m / h_{m-1}}{1 + h_m / h_{m-1}} & \text{dla} \left(h_m > h_{m-1} \right) \land \left(h_m > h_{m+1} \right) \land \left(h_{m-1} > h_{m+1} \right) \\ \frac{2 - h_m / h_{m-1}}{1 + h_m / h_{m+1}} & \text{dla} \left(h_m > h_{m-1} \right) \land \left(h_m > h_{m+1} \right) \land \left(h_{m-1} < h_{m+1} \right) \\ 0 & \text{dla} \left(h_m > h_{m+1} \right) \land \left(h_m > h_{m-1} \right) \land \left(h_{m-1} = h_{m+1} \right) \end{cases}$$

Korekcja amplitudy dla okna Hanna opisana jest zależnością:

$$A_{k} = \begin{cases} h_{m} & \text{dla} \quad \mathcal{G} = 0\\ h_{m} \cdot \left| \frac{(\pi \cdot \mathcal{G}) \cdot (1 - \mathcal{G}^{2})}{\sin(\pi \cdot \mathcal{G})} \right| & \text{dla} \quad \mathcal{G} \le 0.5 \end{cases}$$
(2)

gdzie

$$\vartheta = |\mu|$$

Wtórne przetwarzanie korygowanego sonogramu (mapy czasowo-widmowej) drgań swobodnych badanej struktury, pozwala uzyskać na drodze eksperymentalnej krzywe szkieletowe dla wszystkich obserwowanych postaci drgań. Krzywa szkieletowa tworzona jest w wyniku wtórnego przetwarzania korygowanego sonogramu drgań swobodnych badanego obiektu.

Pobudzenie do drgań obiektu powinno mieć charakter impulsowy. Od czasu trwania impulsu bedzie zależny zakres częstotliwościowy odpowiedzi, a co za tym liczba obserwowanych postaci drgań. Analizowana sekwencja powinna zawierać przynajmniej jedną pełną odpowiedź pobudzonego do drgań układu. Analizowanie większej liczby odpowiedzi badanej struktury daje dokładniejsze odwzorowanie krzywej szkieletowej. Efektem pierwszego etapu przetwarzania - STFT AFC, jest macierz, zawierająca jedynie składowe informatywne (skorygowane wartości amplitud i częstotliwości, odpowiadające lokalnym czasowo-częstotliwościowej). maksimom mapy Jest to optymalna postać danych dla dalszego ich przetwarzania. Poprzez redukcję parametru czasu można uzyskać krzywą szkieletową dla każdej postaci drgań osobno, lub odwzorowanie globalne dla wszystkich postaci w analizowanym paśmie częstotliwości.

4. OBIEKT BADAŃ ORAZ WARUNKI PROWADZENIA EKSPERYMENTU

Celem badań było określenie zmian ilościowych i jakościowych w sygnale WA oraz zmian kształtu krzywej szkieletowej powodowanych zmianą obciążenia (stanu naprężeń) belki żelbetowej i utratą jej spójności. Obiektem badań była belka żelbetowa o wymiarach 102 x 200 x 1510 mm, podparta symetrycznie i obciążana siłą poprzeczną. Analizę prowadzono dla obciążeń poprzecznych siłą F = 15, 30, 45 [kN], dla których nie doszło jeszcze do utraty spójności betonu (pęknięcia) oraz dla obciążenia F = 60 [kN], przy którym zaobserwowano pęknięcie belki.



Rys.2. Obiekt badań oraz rozmieszczenie punktów wymuszenia i rejestracji drgań

Przy wyborze sygnału reprezentatywnego dla prowadzenia badań i analiz przyjęto następujące kryteria: łatwości pobudzenia struktury do drgań, małe tłumienie dla rozpatrywanej składowej drgań, powtarzalność odpowiedzi drganiowej i potencjalna możliwość detekcji nieliniowości.

5. WYNIKI BADAŃ

Jako sygnał reprezentatywny wybrano odpowiedź struktury - drgania podłużne, rejestrowane w punkcie zlokalizowanym na powierzchni czołowej belki (rys. 2). Kierując się przyjętymi założeniami do dalszej szczegółowej analizy wybrano składową drgań występującą zakresie częstotliwości 950 – 1350 Hz.

Na rysunku 3 przedstawiono przykładową postać mapy czasowo-widmowej (STFT) dla rozpatrywanego sygnału. Na przedstawionych fragmentach map T-F (rys. 4) widoczna jest zmiana częstotliwości drgań własnych wraz ze zmianą amplitudy. Jak widać klasyczna analiza STFT z uwagi na ograniczona rozdzielczość oraz błedy wynikające amplitudy estvmacii z efektu palisadowego nie pozwala na precyzyjną analizę tych zmian. Zastosowanie korekcji AFC (STFT-AFC) oraz dalszego przetwarzania pozwoliło wyznaczyć krzywe szkieletowe dla rozpatrywanych przypadków.

DIAGNOSTYKA'35 BARCZEWSKI, Ocena stanu naprężenia i spójności belki żelbetowej...



Rys.3. Sonogram STFT przyspieszeń drgań podłużnych [w m/s²]- odpowiedzi badanej struktury na pobudzanie o charakterze impulsowym [3]



Na rysunku 5 zamieszczono przykładowe postacie krzywych szkieletowych charakterystyki częstotliwościowo-amplitudowe F-A (w układzie odwróconych osi). Dla belki bez pęknięcia zamieszczono równanie opisujące z pewnym przybliżeniem charakter krzywej szkieletowej (w pierwszym podejściu zastosowano interpolację liniową). Dla oceny zmian ilościowych zachodzących szkieletowych krzywych W przeprowadzono ich wstępną parametryzację. Zdefiniowano w tym celu wskaźnik UWN unormowany wskaźnik nieliniowości:

$$UWN = \frac{\left|f_{(0)} - f_{(A_o)}\right|}{f_{(0)}} \cdot 100\% \qquad (3)$$

gdzie: $f_{(0)}$ - częstotliwość drań własnych dla amplitudy $A \rightarrow 0$, $f_{(Ao)}$ - częstotliwość drgań własnych dla









Dla analizy porównawczej (rys.6), przyjęto wartość amplitudy odniesienia $A_o = 20 \text{ m/s}^2$. Parametrem pozwalającym na różnicowanie stanu jest także zmiana częstotliwości A_o . Zestawienie uzyskanych wyników zilustrowano na rysunku 7.



Rys. 6. Wyniki parametryzacji krzywych szkieletowych - wartości wskaźnika UWN [3]



Rys. 7. Wyniki parametryzacji krzywych szkieletowych - wartości częstotliwości f_{AFC} drgań własnych dla amplitudy drgań A \rightarrow 0 [3]

5. WNIOSKI Z BADAŃ

Wyniki przeprowadzonych badań wstępnych wykazały możliwość oceny stanu belki żelbetowej na podstawie analizy i parametryzacji krzywej szkieletowej.

Kształt krzywej szkieletowej dla poszczególnych stanów belki wykazywał wyraźnie zmiany jakościowe: Dla belki bez obciążenia krzywa szkieletowa miała charakter <u>paraboidalny</u>. dla belki obciążanej przyjmowała formę zbliżona do prostej (charakter <u>liniowy</u>), a dla belki z pęknięciem kształt krzywej szkieletowej przyjął postać <u>hiperboidalna</u>. W zakresie badanych obciążeń 15-45 kN, kiedy nie obserwowano pęknięcia belki, wzrost obciążenia i zmiana stanu naprężeń belki powodowała spadek zdefiniowanego wskaźnika *UWN*. Można przyjąć, że w badanym zakresie obciążeń zależność ta była liniowa

Dalsze badania będą ukierunkowane na doskonalenie metod parametryzacji krzywej szkieletowej oraz określenie parametrów stanu struktur wpływających na zmianę charakteru nieliniowości.

DIAGNOSTYKA'35 BARCZEWSKI, Ocena stanu naprężenia i spójności belki żelbetowej...

Literatura

- Barczewski R., AFC Metoda korekcji widma amplitudowego, Kongres Diagnostyki Technicznej KDT '96. Materiały Tom 2 Gdańsk 17-20.09.1996 1996 str., 49-54.
- [2] Barczewski R., Application of the Short Time Fourier Transform (STFT) with AFC Correction to Non-linear System Free Vibration Signal Analysis, Vibration in Physical Systems XIX th Symposium, Poznań-Błażejewko May 22-25.2000.
- [3] Barczewski R., Analiza wpływu obciążenia (stanu naprężenia) belki żelbetowej na kształt krzywych szkieletowych uzyskanych na drodze postprocessingu wyników STFT-AFC sygnału drganiowego, Politechnika Poznańska, Raport LDS 07/2004.
- [4] Barczewski R., Stress assessment and integrity loss detection of a concrete beam on the basis of backbone curve changes analysis, Proceedings Workshop of COST on NTD Assessment and New Systems in prestressed concrete Structures, NRI Radom -2005,
- [5] Gade S., Herlufsen H., Use of weighting functions in DFT/FFT analysis (part II), Technical review No 4, 1987; Bruel&Kjær Narum Denmark.
- [6] Geckinli, Nezih C., Yavuz D., Discrete Fourier Transformation and its application to power spestra estimation, Elsevier Scientific Publishing Company, Amsterdam-Oxford-New York 1983.

Praca naukowa finansowana ze środków budżetowych na naukę w latach 2005-2007 jako projekt badawczy 136/E-362/SPB/COST/TO7/DWM11 w ramach COST Action 534 "New materials and systems for prestressed concrete structures".- Use of the vibroacoustic signals for diagnosis of defect development in prestressed concrete structures



Dr inż.

Roman BARCZEWSKI jest adiunktem kierooraz wnikiem Laboratorium Diagnostyki Systemów w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Specializacia: diagnostyka, wibroakustyka maszyn i środowiska badania drgań i hałasu,

techniki i diagnostycznie zorientowane metody cyfrowego przetwarzania sygnałów WA; samouczące i samoorganizujące systemy diagnostyczne. Członek Zespołu Ergonomii -PAN/O Poznań, Członek Zarządu Głównego Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. Członek KT PKN nr 158 ds. Bezpieczeństwa maszyn i ergonomii.

ANALIZA PARAMETRÓW DRGANIOWYCH OKRĘTOWYCH TURBINOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

Andrzej GRZĄDZIELA

Zakład Napędów Okrętowych, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów, Wydział Mechaniczno – Elektryczny, Akademia Marynarki Wojennej

> 81-103 Gdynia, ul. Śmidowicza 69 tel. (58) 626 27 24, e-mail: a.grzadziela@amw.gdynia.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodę dozoru wibroakustycznego okrętowych turbinowych silników spalinowych. Analiza rejestrowanych parametrów umożliwia identyfikację niewyważenia układów wirnikowych a także wskazuje na jego źródła. Przedstawione oprogramowanie ANALIZA pozwala na archiwizację i przetwarzanie danych pomiarowych dla potrzeb diagnozowania silników.

Słowa kluczowe: turbinowy silnik spalinowy, diagnostyka techniczna, drgania, baza danych.

ANALYSIS OF VIBRATION PARAMETERS OF MARINE GAS TURBINE ENGINES

Summary

Paper presents a vibration method of engineering supervision of marine gas turbine engines. Analysis of measured parameters enables diagnosis of rotors unbalancing and indicates their reasons. Presented software called ANALIZA, makes possible to keep store and data processing for diagnosing process of engines.

Keywords: gas turbine engines, technical diagnostics, vibration, data base.

1. WPROWADZENIE

Diagnozowanie okrętowych turbinowych silników spalinowych obejmuje szeroki zakres analizowanych parametrów eksploatacyjnych oraz czynności specyficznych technologicznie w okrętownictwie [1]. Jedną z nich jest kontrola niewyważenia dopuszczalnego wirników. Identyfikacja różnych form niewyważenia, jego wartości oraz miejsc montażowych dla mas korekcyjnych jest powszechnie stosowana. Badania na okrętach Marynarki Wojennej RP są realizowane w tym zakresie od ponad 20 lat. Powstały Zespół Diagnostyczny Okrętowych Turbinowych Silników Spalinowych realizował badania na 4 typach silników. przypadku napędu okrętów W uderzeniowych procedury diagnostyczne sa ograniczone z kilku przyczyn. Najważniejszą jest konieczność stałej gotowości do uruchomienia silnika związana a wymaganiami taktyczno technicznymi. Inne związane są z brakiem informacji dotyczących parametrów konstrukcyjnych, ograniczeniami w zakresie gwarancji, niepełną bazą zestawów naprawczych itp. W artykule przedstawiono nowe oprogramowanie pozwalające automatycznie przetwarzać dane pomiarowe dla potrzeb uzyskania szybkiej diagnozy stanu technicznego wirników.

2. OBIEKTY I WARUNKI BADAŃ

W skład jednostek pływających Marynarki Wojennej RP objętych stałym bazowym systemem diagnostycznym wchodzą między innnymi fregaty typu Oliver Hazard Perry. Wyposażone są one w kombinowane układy napędowe COGAG z dwoma turbinowymi silnikami spalinowymi typu LM 2500 produkcji General Electric – rys. 1.

Silniki LM 2500 są zmarynizowanymi turbinowymi silnikami spalinowymi mającymi szerokie zastosowanie we współczesnych okrętach wojennych. Podstawowymi elementami konstrukcyjnymi są:

- 16 stopniowa osiowa sprężarka o maksymalnym sprężu 18 : 1; siedem pierwszych stopni jest wyposażonych w regulowane kierownice;
- pierścieniowa komora spalania wyposażona we wtryskiwacze umożliwiające spalanie paliwa o różnej klasie czystości;
- 2 stopniowa turbina wysokiego ciśnienia z chłodzonymi łopatkami będąca źródłem napędu sprężarki oraz pomocniczych mechanizmów zasprzęglonych z silnikiem;

 - 6 – stopniowa turbina niskiego ciśnienia będąca turbiną napędową silnika.

Zasadniczym elementem sprężarki osiowej jest wirnik. Składa się on z 3 strukturalnych elementów:

- dysków wirnikowych I i II stopnia połączonych za pomocą śrub montażowych na II stopniu z dyskami od stopnia III do IX;
- dysków wirnikowych od III do IX stopnia połączonych za pomocą śrub montażowych na X stopniu z dyskami od stopnia XI do XIII;
- dysków wirnikowych od XI do XIII stopnia wraz tylnym wałem sprężarki połączonych za pomocą śrub montażowych na XIII stopniu z dyskami od stopnia od XIV do XVI.



Rys. 1. Przekrój podłużny silnika LM 2500

System dozorowania drgań, w który wyposażony jest układ napędowy okrętu, mierzy drgania przetwornikiem zamocowanym do wspornika łożyska środkowego wytwornicy spalin (sygnał GG) - rys. 2 oraz wspornika łożyska tylnego turbiny napędowej (sygnał PT). Parametrem diagnostycznym jest wartość (peak - to - peak) przemieszczeń drgań wyzwalana synchronicznie od prędkości obrotowej wirników wytwornicy spalin - GG oraz turbiny napędowej - PT. Określone wartości sygnałów ostrzegających (warning sign) i alarmowych przekroczenie (shutdown) reagują tylko na granicznych wartości. System nie realizuje procedur analizy trendu zmian, relacji poszczególnych harmonicznych oraz wartości harmonicznych charakterystycznych dla poszczególnych stopni wirnikowych.

Dla potrzeb opracowanego w AMW systemu diagnostycznego wstępną analizę trendu parametrów drganiowych oparto jedynie o parametry producenta. podejście umożliwiło Takie wvkorzvstanie archiwizowanych wyników pomiarów przez okrętowy system pomiarowy. Badania drganiowe, według standardów producenta silników, obejmują pomiaru skutecznej wykonanie wartości przemieszczeń drgań w wymiarze [mils], co oznacza 1/1000cala. Analiza obejmowała zakres częstotliwości odpowiadającej I harmonicznej wytwornicy spalin - (GG/GG) i (GG/PT) oraz turbiny napędowej - (PT/PT) i (PT/GG), mierzonych jednocześnie przetwornikami zamontowanymi na wspornikach środkowego łożyska wytwornicy spalin oraz tylnego łożyska turbiny napędowej. Przyjęte w opracowaniu skróty adoptowano z okrętowego systemu monitoringu parametrów eksploatacyjnych i oznaczają odpowiednio:

GG/GG – sygnał I harmonicznej GG mierzony na GG [mils];

- PT/GG sygnał I harmonicznej PT mierzony na GG [mils];
- GG/PT sygnał I harmonicznej GG mierzony na PT [mils];
- PT/PT sygnał I harmonicznej PT mierzony na PT [mils].

W celu uzyskania wiarygodnych parametrów diagnostycznych, badania turbinowych silników spalinowych realizowane przez zespół z Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów oparto o model diagnostyki wielosymptomowej, której jednym z zasadniczych elementów jest rejestracja oraz analiza sygnałów wibroakustycznych.



Rys. 2. Miejsce montażu akcelerometru nad wytwornicą spalin

Identyfikację symptomów diagnostycznych oraz ocenę ich wrażliwości przeprowadzono w wyniku analiz uproszczonych modeli wirników.

120

Rozpatrywane analizy dotyczyły wyłącznie niewyważenia dynamicznego jako podstawowego źródła reakcji na podporach w przypadku pracy wirników niewyważonych. Schemat procesu decyzyjnego wykorzystywanego dla identyfikacji niewyważenia wirników przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Schemat przyjętego procesu decyzyjnego

3. REALIZACJA POMIARÓW

Badania wykonano w pobliżu punktów pomiarowych, które przyjął w procedurze monitoringu producent silników. Istotą wyboru miejsca montażu przetwornika było wyeliminowanie zakłóceń sygnałów. W przypadku łożysk nośnych wirników należało kierować się wyborem takiego wspornika oprawy łożyska, który wewnątrz nie posiada kanałów innych mediów. Jedynym takim elementem jest wspornik nr 5 ("EMPTY") – rys. 4. Uchwyt akcelerometru dla potrzeb badań własnych został zamontowany nad tym elementem.



Rys. 4. Miejsce montażu czujnika drgań

Przy realizacji badań wykorzystano aparaturę pomiarową umożliwiającą rejestrację, gromadzenie oraz przetwarzanie danych. Urządzeniem spełniającym powyższe wymagania jest analizator FFT firmy Bruel &Kjær typ 2148. Przetworniki drgań zamontowano wykorzystując uchwyty stalowe własnej konstrukcji umieszczone nad środkowym łożyskiem nośnym wirnika wytwornicy spalin.

Uchwyty zostały wykonane tak, aby częstotliwość rezonansowa w osi pomiarowej nie nakładała się na podstawowe harmoniczne związane z prędkościami obu wirników. Kierunek pomiaru określono jako prostopadły do osi wirowania wirników.

Wyboru kierunku montażu akcelerometrów dokonano uwzględniając analize teoretvczna wynikajacych wirowania wymuszeń z niewyważonego wału oraz w oparciu o dokonane wcześniej badania wstępne na innych obiektach [3, 4]. Na podstawie analizy przydatności parametrów drganiowych, dla relacji "defekt symptom", jako sygnały użyteczne wytypowano wartość pierwszej harmonicznej amplitudy prędkości drgań związanej ze sprężarką wytwornicy spalin - Y_{GG} [mm/s], turbiny napędowej – Y_{PT} [mm/s] oraz wartości skuteczne amplitud przyspieszeń drgań Y_{X-st} $[mm/s^2]$ charakterystyczne dla częstotliwości poszczególnych stopni wirników.

W celu opracowania jednolitych procedur oceny niewyważenia wirników silników turbinowych o różnym stopniu zużycia eksploatacyjnego przyjęto koncepcję znalezienia bezwymiarowych parametrów charakteryzujących ten stan. Biorąc pod uwagę analizę teoretyczną wymuszeń oraz wyniki badań nadzoru diagnostycznego, jako najbardziej wrażliwe symptomy stanu wytypowano [2]: S1 – stosunek wartości uśrednionej amplitudy prędkości drgań (I harmoniczna) do składowej odpowiadającej II harmonicznej częstości wymuszeń odpowiednich wirników i S2 - stosunek wartości uśrednionej amplitudy prędkości (I harmoniczna) do składowej odpowiadającej III harmonicznej częstości wymuszeń odpowiednich wirników.

Dla potrzeb diagnozowania parametry drganiowe podzielono na 3 grupy – tabela 1

Tabela.1.

Podział grup symptomów Parametry drganiowe Grupa 1 I harmoniczna GG/GG [mm/s], I harmoniczna GG/PT [mm/s], I harmoniczna PT/GG [mm/s], I harmoniczna PT/PT [mm/s]. 2 S1 GG [-], S2 GG [-], S1 PT [-], S2 PT [-] 3 skuteczne wartości amplitudy przyspieszeń drgań częstotliwości charakterystycznych dla poszczególnych stopni wirnikowych wytwornicy spalin.

Przykładowe widmo rejestrowanych drgań nad środkowym łożyskiem nośnym wytwornicy spalin przedstawia rys. 5.





4. ANALIZA TRENDU SYMPTOMÓW DIAGNOSTYCZNYCH

Analiza dokumentacji eksploatacyjnej (danych archiwalnych) pozwoliła na wykorzystanie wcześniejszych wyników badań dla procesu diagnozowania. W trakcie realizowanych badań własnych dokonano uproszczenia polegającego na przyporządkowaniu stanu technicznego silnika po remoncie (a właściwie wartości jego symptomów) do silnika fabrycznie nowego. Tego typu uproszczenia dokonano ze względu na niewielką liczbę badanych obiektów.

Wyniki badań własnych wykazały, że najbardziej wrażliwe na zmiany stanu technicznego układu wirnikowego są symptomy S1 i S2. Analiza symptomów S1 i S2 dotyczyła relacji harmonicznych składowych częstości obrotowej obu wirników. Dla silników LM 2500 wartości minimalne określono odpowiednio:

- Minimalna wartość S1 z GG = 1,2
- Minimalna wartość S2 z GG = 1,5
- Minimalna wartość S1 z PT = 1,2
- Minimalna wartość S2 z PT = 1,5

Rejestrowane wyniki wstępnie analizowano oddzielnie i kolejno dla każdego silników. Wyniki pomiarów poddawano analizie każdorazowo przy jednoczesnym sprawdzeniu i ocenie wyników badań poprzednich. Taka procedura, choć prawidłowa z punktu widzenia logiki podejmowania decyzji była bardzo pracochłonna. W celu skrócenia czasu podejmowania decyzji oraz uruchomienia aktywnej bazy danych rozpatrywanych parametrów drganiowych przygotowano oprogramowanie ANALIZA, którego zadaniem jest archiwizacja i przetwarzanie danych pomiarowych dla potrzeb identyfikacji stanu technicznego układów wirnikowych badanych silników. Organizacja przesyłu danych została przedstawiona na rys. 6.



Rys. 6. Organizacja danych w programie ANALIZA

Przygotowany program przetwarza pliki rejestrowane przez system PULSE firmy Bruel & Kjær w formie widmowej do poziomu macierzy kolumnowej, w której I kolumna oznacza wartość środkowa czestotliwość, II i następne kolumny wartości rozpatrywanego symptomu drganiowego skuteczna amplitudy prędkości (wartość lub drgań w zależności od grupy przyspieszeń symptomu). Każdy z plików ma specyficzną i rozpoznawalną przez program nazwę, która zawiera informację o okręcie, silniku oraz obciążeniu, przy którym dokonano rejestracji drgań. Pozostałe informacje dotyczące sposobu rejestracji są zawarte w nagłówku pliku i rozpoznawalne w procesie obróbki danych. Analizowane widma są rozpatrywane dla dwóch częstotliwości próbkowania $f_1 = 800 \text{ Hz} - \text{dla}$ oceny niewyważenia wirników oraz parametrów S1, S2 i f₂=12800 Hz - dla oceny częstotliwości łopatkowych poszczególnych stopni wirnikowych - rys. 7.

Ocena trendu zmian badanych parametrów wszystkich grup rozpatrywanych symptomów odbywa się jako funkcja czasu eksploatacji przy zmiennej, jaką jest data pomiaru – rys. 8. Istnieje oczywiście możliwość zmiany deklarowanego argumentu i wtedy można przedstawić ten sam wykres jako funkcję czasu pracy silnika w sposób proporcjonalny. Takie podejście pozwala na szybkie uzyskanie informacji dotyczących zmian wartości symptomów diagnostycznych i porównanie ich z innymi silnikami.



Rys. 7. Struktura analizowanych charakterystyk

Druga procedura sprowadza się do wykonania charakterystyki prędkościowej rozpatrywanych parametrów – relacji "parametr drganiowy – prędkość obrotowa wirnika wytwornicy spalin". Badania przeprowadza się w stanach ustalonych dla prędkości obrotowych wirnika wytwornicy spalin wynoszących n_{GG} = 5000, 6000, 7000, 8000 i 9000 obr/min-rys. 9.

Dla oceny stanu technicznego układu wirnikowego dokonuje się analizy zmian wartości I harmonicznych amplitudy prędkości drgań charakterystycznych dla obu wirników, zmian parametrów S1 i S2 oraz częstotliwości łopatkowych wytwornicy spalin. Uzyskane charakterystyki porównuje się z wynikami badań poprzednich a w przypadku przekroczenia wartości któregokolwiek z symptomów o wartość większą niż 20% dokonuje się szczegółowej analizy widmowej.

Powstałe charakterystyki prędkościowe wszystkich parametrów drganiowych archiwizuje się w postaci 3 D – wymiarowych wykresów gdzie zmiennymi są parametr drganiowy, prędkość obrotowa wytwornicy spalin oraz czas pracy silnika pomiędzy kolejnymi pomiarami.



Rys. 8. Analiza trendu symptomów S1 i S2 dla wytwornicy spalin



Rys. 9. Charakterystyka prędkościowa parametrów S1 i S2

5. WNIOSKI

Analiza parametrów rejestrowanych przez okrętowy system monitoringu nie wykazuje umożliwiających zależności jednoznaczne wartości któregokolwiek przypisanie zmian z parametrów z czasem eksploatacji [6]. Przyczyną tego może być albo brak takowych zależności albo zbyt skromna baza wiedzy uniemożliwiająca wiarygodnej analizy. Dodatkowym dokonanie problemem jest brak informacji dotyczących terminów realizacji poprzednich (w trakcie służby okrętów w US Navy) czynności obsługowych oraz ich zakresu w przypadku układu wirnikowego.

Zastosowanie proponowanej metody analizy pozwala na bardziej racjonalne gospodarowanie czasem użytkowania, w przypadku zaawansowanych procesów zużyciowych. Realizacja badań typu w cyklu półrocznym pozwala na zgromadzenie bazy danych dla realizacji docelowo nowego systemu monitoringu, którego funkcjonowanie może znacznie podwyższyć niezawodność układu napędowego okrętów. Analiza prezentowanych wyników pozwoliła przedstawienie na nastepujacych wniosków:

- 1. proponowana koncepcja diagnozowania metodą drganiową przy wykorzystaniu programu ANALIZA pozwala na szybkie uzyskanie oceny stanu technicznego wirników [6].
- wdrożenie koncepcji oceny stanu technicznego okrętowych turbinowych silników spalinowych w oparciu o analizę trendu wybranych parametrów wibroakustycznych pozwala na wysoce prawdopodobne i wczesne wykrycie niewyważenia wirników oraz stworzenie wiarygodnej bazy danych dla systemu diagnozowania on - line.

 badania trendu rozpatrywanych parametrów pozwalają na opracowanie relacji wykorzystywanych do prognozy zmiany stanu technicznego, co jest szczególnie istotne w przypadku silników o zaawansowanym zużyciu.

6. LITERATURA

- Downham E., Woods R.: The rationale of monitoring vibration on rotating machinery, ASME Vibration Conference, Paper 71- Vib-96, September 1971
- [2] Grządziela A: Diagnosing of gas turbine rotors with the use of vibroacoustic method, International Conference IMAM 2002, Rethymnon, Crete, Greece
- [3] Grządziela A, Charchalis A: Diagnosing of naval gas turbine rotors with the use of vibroacoustic parameters. International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management COMADEM 2001, Manchester, UK, pp 495 – 502.
- [4] Grządziela A, Charchalis A: Diagnosing of naval gas turbine rotors with the use of vibroacoustic parameters. The 2001 International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering. The Hague, The Netherands 2001, pp. 268.
- [5] Grządziela A: Diagnosing Of Naval Gas Turbine Rotors. International Carpathian Control Conference, Krynica, Poland 2001, pp. 461 – 466.
- [6] Grządziela A: Analiza trendu parametrów drganiowych okrętowych turbinowych silników spalinowych. XI Konferencja Naukowa Wibroakustyki i Wibrotechniki – WibroTech 2005, 3 – 4.11.2005. Politechnika Warszawska, pp. 135 – 140.



Dr inż. Andrzej GRZĄDZIELA jest kierownikiem Zakładu Napędów Okrętowych w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów Wydziału Mechaniczno – Elektrycznego Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni. W swojej działalności zawodowej zajmuje się problemami oceny niewyważenia i oceny współosiowości w okrętowych układach napędowych a także projektowaniem okrętów i doborem układów napędowych. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej oraz Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych.

DIAGNOSTYKA ROZWARSTWIEŃ KOŁOWYCH POWSTAJĄCYCH W STRUKTURZE WEWNĘTRZNEJ FRESKÓW

Marek IWANIEC

Department of Mechanical Engineering and Robotics, AGH University of Science and Technology Mickiewicz Alley 30, 30 – 059 Cracow

Streszczenie

W pracy przedstawiono model matematyczny rozwarstwień kołowych powstających w strukturze wewnętrznej fresku w wyniku zaniku sił adhezji warstwy powierzchniowej. Przedstawiono bilans energetyczny płyty kołowej oraz zaproponowano metodę identyfikacji stanu technicznego tych struktur w oparciu o kryteria energetyczne. Obliczenia teoretyczne zweryfikowano na modelach wykonanych metodą elementów skończonych.

Słowa kluczowe: diagnostyka defektów strukturalnych, bilans energii płyty kołowej.

DIAGNOSTICS OF CIRCULAR DELAMINATIONS IN FRESCOS STRUCTURE

Abstract

In the paper there is discussed mathematical model of circular delaminations arising in fresco internal structure as a result of superficial layer adhesion loss. Circular plate energy balance is presented and the method of such structures technical condition identification on the basis of energetic criterions is proposed. Theoretical computations are verified on the finite elements models.

Keywords: diagnostics of structural defects, circular plate energy balance.

1. WSTĘP

Rozwój konstrukcji warstwowych oraz ich coraz powszechniejsze aplikacje w technice implikują konieczność opracowywania i doskonalenia metod defektoskopii, a zwłaszcza defektoskopii nieinwazyjnej. Ostatni postulat staje się bardziej oczywisty w przypadku aplikacji nieniszczących metod do badania unikalnych struktur wielowarstwowych, jakimi są freski pokryte historycznymi malowidłami stanowiącymi dziedzictwo wielu wieków kultury. Innym przykładem mogą być badania wielowarstwowych struktur organizmów żywych.

Początki badań nad opracowaniem nieinwazyjnych metod detekcji oraz identyfikacji parametrów rozwarstwień powstających pod powierzchnią fresków sięgają lat siedemdziesiątych. Pierwsze badania w tym zakresie przeprowadzono na Wydziale Fizyki Uniwersytetu w Oldenburgu. Od tego czasu badania [1, 2, 3] nad różnymi metodami, w tym akustycznymi, były prowadzone w wielu innych ośrodkach naukowych - głównie we Włoszech, Niemczech, Francji, Rosji, Bułgarii, Izraelu i Grecji.

Większość fresków zachowanych na całym świecie do czasów nam współczesnych wymaga stałej opieki konserwatorskiej i renowacyjnej. Technika tworzenia fresku opierała się na nanoszeniu kilku warstw podkładu (arriccio), a następnie na malowaniu na jeszcze mokrym tynku. Tynk był na ogół wytwarzany z zawiesiny wapiennej, piasku a czasem z pyłu marmurowego.

Zwykle składał się z trzech różnych, wykonywanych w różnym czasie warstw: gruboziarnistego podkładu zwanego "arriccio", warstwy środkowej, na której szkicuje się projekt oraz cienkiej warstwy wierzchniej zwanej "intonachino". Z punktu widzenia technologa jest to więc struktura wielowarstwowa, wykonana często ze spoiwa o małej wytrzymałości. Oba te czynniki powoduja, że z upływem czasu struktura wewnętrzna tynku (fresku) ulega destrukcji. Następuje zanik sił adhezji pomiędzy poszczególnymi warstwami, czego zewnętrznym objawem jest odpadanie całych fragmentów tynku. W literaturze spotyka się opinię [1], [2], że proces destrukcji jest wywoływany przez różne czynniki środowiskowe, takie jak wilgoć oraz zanieczyszczone powietrze wypełniające lokalne szczeliny. Z przeprowadzonej w tym rozdziale analizy wynika jednak, iż to wibracje strukturalne powstające w wyniku propagacji drgań w środowisku, a następnie przenoszące się na konstrukcję budynków, przyczyniają się do powstawania i gwałtownego przyspieszania zapoczątkowanego procesu destrukcji. Proces ten jest łatwo zatrzymać i nie dopuścić do bezpowrotnego zniszczenia cennego dzieła, o ile odpowiednio wcześnie wykryje się rozwarstwienie.

Celem pracy było:

 opracowanie modelu matematycznego rozwarstwień kołowych, a zwłaszcza modelu rozwarstwień i destrukcji fresków zachodzącej poprzez utratę adhezji warstwy wierzchniej,

DIAGNOSTYKA'35 IWANIEC, diagnostyka rozwarstwień kołowych...

- opracowanie nowych metod wykrywania laminarnych nieciągłości w strukturach wielowarstwowych, a zwłaszcza freskach,
- opracowanie modeli MES oraz modeli modalnych uszkodzeń fresków,
- opracowanie algorytmu ilościowej oceny prawdopodobieństwa występowania nieciągłości struktury oraz opracowanie procedury badań i identyfikacji rozwarstwień fresków.

Analiza dynamiczna drgań płyty kołowej, modelowanie defektów strukturalnych oraz ocena ich wpływu na właściwości i charakterystyki dynamiczne nie są zagadnieniami łatwymi. Jednym ze źródeł tych problemów jest odmienny, w stosunku do układu Kartezjańskiego, zapis geometrii płyty. Identyfikacja defektów strukturalnych jest w zasadzie problemem odwrotnym polegającym na estymacji rozmiaru i położenia uszkodzeń na podstawie charakterystyk dynamicznych.

2. ANALIZA ENERGETYCZNA PŁYTY KOŁOWEJ

Metoda identyfikacji rozwarstwień kołowych płyt wielowarstwowych oparta jest o analizę drgań płyty kołowej przedstawionej na rys. 1. Bilans energii określony na podstawie rozszerzonej zasady Hamiltona przyjmuje postać:

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta T - \delta \Pi - \delta W_{nc}) dt = 0$$
 (1)

gdzie: t - czas, δT - przyrost energii kinetycznej, $\delta \Pi$ - przyrost energii potencjalnej odkształcenia, δW_{nc} - przyrost pracy wykonanej przez uogólnione siły zewnętrzne oraz siły tłumienia wewnętrznego.

Przyrost energii potencjalnej $\delta \prod$ związany jest z tensorami odkształcenia oraz naprężenia i określony jest przez równanie:

 $h/2 \ 2\pi R_0$

$$\partial \Pi = \int_{-h/2} \int_{0} \int_{0} (\sigma_{11} \delta \varepsilon_{11} + \sigma_{22} \delta \varepsilon_{22} + \sigma_{12} \delta \varepsilon_{12}) r dr d\theta dz (2)$$

gdzie: σ_{ij} , ϵ_{ij} – składowe przestrzenne naprężeń i odkształceń.

natomiast przyrost energii kinetycznej określony jest zależnością:

$$\delta T = -\int_{-h/2}^{h/2} \int_{0}^{2\pi} \int_{0}^{R_0} \rho w_t^2 r dr d\theta dz \qquad (3)$$

gdzie: w_t - pochodna względem czasu przemieszczenia prostopadłego do powierzchni płyty, ρ – gęstość materiału płyty.

Klasyczna teoria drgań płyty kołowej opiera się na hipotezie Kirchoffa, która zakłada, że przekroje poprzeczne są płaskie i prostopadłe do powierzchni płyty przed i po deformacji. Przemieszczenie wektora ξ dowolnego punktu określone jest równaniem:

$$\xi = -zw_r i_1 - \frac{z}{r} w_\theta i_2 + w i_3 \tag{4}$$

gdzie: w jest poprzecznym przemieszczeniem, $w_r = \partial w / \partial r$ a $w_{\theta} = \partial w / \partial \theta$.

Wersory i_1 , i_2 , i_3 są jednostkowymi wektorami równoległymi do osi r, θ , oraz z.



o współrzędnej R_i

Momenty gnące M_1 i M_2 , oraz moment skręcający M_s wynoszą:

$$M_{1} = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{11} z dz = D(-w_{rr} - \frac{v}{r^{2}} w_{\theta\theta} - \frac{v}{r} w_{r})$$

$$M_{2} = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{22} z dz = D(-vw_{rr} - \frac{1}{r^{2}} w_{\theta\theta} - \frac{1}{r} w_{r})$$

$$M_{s} = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{12} z dz = D(1-v)(\frac{1}{r^{2}} w_{\theta} - \frac{1}{r} w_{r\theta})$$
(5)

gdzie: D - sztywność płyty na zginanie:

$$D = Eh^3/12(1-v^2)$$

Równanie bilansu energii (1) po podstawieniu równań (2),(3) oraz (5) przyjmuje postać:

$$\int_{0}^{2\pi R_{0}} \int_{0}^{2\pi R_{1}} \frac{M_{1rr}}{r} + \frac{M_{2r}}{r} + \frac{M_{2\theta}}{r^{2}} + \frac{2M_{Sr\theta}}{r} + \frac{2M_{S\theta}}{r^{2}} - m w_{tl} \delta_{\theta} dr d\theta$$

$$-\int_{0}^{2\pi} \int_{0}^{-r} -rM_{1} \delta_{wr2} (rM_{1r} + M_{1} - M_{2} + 2M_{9\theta}) \delta w J r = 0$$
(6)

Ze względu na symetrię, swobodne, nie tłumione postacie drgań mają formę określoną przez równanie:

$$w(r,\theta,t) = U(r) \cos n\theta \sin \omega t$$
 $n = 0, 1, 2, 3, 4...(7)$

Rozważając drgania płyty jednorodnej utwierdzonej na brzegu otrzymuje się równanie [7, 8]:

$$\left[\frac{d^{2}}{dr^{2}} + \frac{1}{r}\frac{d}{dr} - \frac{n^{2}}{r^{2}}\right]^{2}U - \beta^{4}U = 0$$

$$\beta^{4} = \frac{m\omega^{2}}{D}$$
(8)

Można wykazać, że rozwiązanie równania jest sumą funkcji U_1 i U_2 , które stanowią układ równań:

DIAGNOSTYKA'35 IWANIEC, diagnostyka rozwarstwień kołowych...

$$U_{rr} + \frac{r}{R_0} U_r - \frac{rn^2}{R_0^2} U = 0$$

$$\frac{d^2 U_2}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dU_2}{dr} - (\frac{n^2}{r^2} + \beta^2) U_2 = 0 \quad (9)$$

Stąd rozwiązanie ma postać:

$$U = U_{1} + U_{2} = C_{1} J_{n} (\beta r) + C_{2} Y_{n} (\beta r) + + C_{3} I_{n} (\beta r) + C_{4} K_{n} (\beta r)$$
(10)

gdzie: C_i – stałe, J_n - funkcja Bessela pierwszego rodzaju, Y_n – funkcja Bessela drugiego rodzaju, I_n – zmodyfikowana funkcja Bessela pierwszego rodzaju, K_n– zmodyfikowana funkcja Bessela drugiego rodzaju.

Vogel i Skinner wykazali [7], że przy zastosowaniu funkcji wielomianowych aproksymujących funkcje Bessela aproksymowana wartość częstotliwości drgań własnych może być obciążona błędem wynoszącym ok. 3%. Wynika z tego, iż analiza modalna płyty kołowej:

- może być dobrym narzędziem do identyfikacji rozwarstwień kołowych; wówczas średnica rozwarstwienia może być określona z błędem min. 3%,
- małe defekty, nieznacznie zmieniające parametry dynamiczne, nie mogą być wykrywane poprzez estymację parametrów modalnych,

Analiza dystrybucji energii, jako bardziej czułe narzędzie diagnostyczne, może być zastosowana również do detekcji defektów lokalnych.

3. DYSTRYBUCJA ENERGII MECHANICZ-NEJ PŁYTY KOŁOWEJ

Wytężenie materiału jest ogółem zmian w stanie fizycznym ciała stałego, prowadzących do wystąpienia trwałych odkształceń lub utraty spójności materiału. Zgodnie z energetyczną hipotezą wytężeniową Hubera-Misesa-Hencky'ego [6] miarą wytężenia materiału jest energia właściwa odkształcenia postaciowego. Całkowita energia kinetyczna rozwarstwienia kołowego o powierzchni S dla każdej postaci drgań jest równa energii odkształcenia sprężystego dla danej postaci drgań. Inny jest jednak ich przestrzenny rozkład. Korzystając z hipotezy energetycznej, miarą wytężenia materiału jest więc część energii potencjalnej sprężystości, odpowiadająca energii odkształcenia postaciowego. Na rysunku 2 przedstawiono rozkład określonej wzorem (2) energii odkształcenia sprężystego drgań płyty kołowej utwierdzonej na brzegu odpowiadającej postaci drgań (0,1) Na rysunku 2 można zauważyć, że lokalna koncentracja energii na utwierdzonym brzegu płyty jest porównywalna z maksymalną lokalną energią dla tej postaci drgań.



Rys. 2. Rozkład energii odkształcenia sprężystego na powierzchni rozwarstwienia odpowiadający pierwszej postaci drgań (0,1)

Korzystając z prac [5] wprowadzono współczynnik absorpcji energii modalnej określający ilość energii zakumulowanej E_{abs} w danej strukturze do maksymalnej ilości energii akumulowanej, która powoduje śmierć techniczną struktury E_{absMAX} :

$$\mathbf{b} = \frac{\mathbf{E}_{abs}}{\mathbf{E}_{absMAX}} \tag{11}$$

Jako maksymalną energię akumulowaną przez rozwarstwienie struktur fresków przyjęto energię akumulowaną przez rozwarstwienie o średnicy 0,3 m.

Energia zakumulowana E_{abs} przez rozwarstwienie kołowe o średnicy d może być obliczona jako całka po powierzchni rozwarstwienia S z gęstości energii kinetycznej dla danej postaci drgań $\Psi_{m,n}$:

$$T(\psi_{m,n}) = \frac{1}{2} \rho \oint_{S} w_{t}^{2}(\psi_{m,n}) \, dS \tag{12}$$

Całka ta jest równa energii sprężystości danej postaci drgań (m,n):

$$\delta\Pi(\Psi_{m,n}) = \int_{-h/2}^{h/2} \int_{0}^{2\pi R_0} (\sigma_{11}(\Psi_{m,n}) \delta \mathcal{E}_{11}(\Psi_{m,n}) + (13))$$

$$\sigma_{22}(\Psi_{mn})\,\delta\varepsilon_{22}(\Psi_{mn}) + \sigma_{12}(\Psi_{mn})\,\delta\varepsilon_{12}(\Psi_{mn}))\,r\,dr\,d\theta dz$$

Całkowitą energię rozwarstwienia kołowego dla N postaci drgań obliczono wykorzystując superpozycję modalną. Do oceny rozkładu całkowitej energii modalnej użyto dwóch algorytmów SRSS ang. (ang. Square Root of Sum of Squares) oraz CQC(ang. Complete Quadratic Combination), które dokonują superpozycji modalnej w celu obliczenia sumarycznej odpowiedzi [9]. W metodzie SRSS maksymalna odpowiedz liczona jest jako suma kwadratów odpowiedzi modalnych:

$$E = \sqrt{\sum_{i=1}^{N} x_i^2}$$
 (14)

gdzie: x_i – odpowiedź modalna i-tego modu. W metodzie CQC uwzględnia się sprzężenie międzymodalne: DIAGNOSTYKA'35 IWANIEC, diagnostyka rozwarstwień kołowych...

$$E = \sqrt{\sum_{i=1}^{N_i} \sum_{j=1}^{N_j} \alpha_{ij} \rho_{ij} x_i x_j}$$
(15)

Metoda CQC jest teoretycznie bardziej dokładna i może być stosowana również dla przypadku dużych tłumień modalnych. Dla próbki rozwarstwienia kołowego fresku o średnicy 0,3 m całkowita energia modalna została obliczona oboma metodami jako superpozycja energii modalnych 28 pierwszych postaci drgań. W tab.1 przedstawiono porównanie całkowitej energii modalnej liczonej metodą SRSS oraz CQC dla pierwszej postaci drgań i dla 28 pierwszych postaci drgań.

Tab. 1. Analiza ro	zkładu	mod	alnego	o energi	i
p	otencj	alnej	płyty i	kołowe	i

	pierwsza	28 początkowych	
	postać	postaci drgań	
	drgań (0,1)	SRSS	CQC
energia modelna	1,5792	1,7741	1,7756 ·
energia modallia	10 ⁻² J	·10 ⁻² J	10 ⁻² J
udział energii modalnej pierwszej postaci drgań w całkowitej energii $\nu = \frac{E(\Psi_{0,1})}{E_{TOT (28 \text{ postaci })}} \times 100 \%$	-	89%	88,93%

Z danych zamieszczonych w tab. 1 wynika, że w pierwszej postaci drgań (0,1) zakumulowane jest ok. 89 % całkowitej energii drgań zawartej w 28 początkowych postaciach drgań. Energia rozwarstwienia kołowego skupiona jest więc głównie w pierwszej postaci drgań. Na rys. 3 przedstawiono wykres gęstości powierzchniowej energii modalnej dla pierwszej postaci drgań (0,1) w funkcji średnicy rozwarstwienia d. Na prawej skali wykresu przedstawiono współczynnik absorbcji energii określający ilość energii zakumulowanej w stosunku do ilości energii powodującej odpadanie rozwarstwień fresków:

$$b = \frac{E(\Psi_{0,1}, d)}{E(\Psi_{0,1}, D)} \cdot 100\%$$
(16)

gdzie:
$$E(\Psi_{0,1}, d) = m \oint_{S} w_t^2(\Psi_{0,1}, d) ds$$
 – energia

rozwarstwienia kołowego o średnicy d , $E(\Psi_{0,1}, D) - maksymalna energia rozwarstwienia kołowego o średnicy krytycznej D.$





4. ANALIZA ENERGETYCZNA PŁYTY KOŁOWEJ Z DEFEKTEM LINIOWYM

Linie węzłowe jednorodnej płyty kołowej mają postać okręgów współśrodkowych i średnic. Linie te dzielą powierzchnię płyty na obszary o jednakowej fazie drgań. Dla przypadku stacjonarnych drgań nie tłumionych (np. drgania własne płyty bez rozwijającego się pęknięcia) przy zaniedbaniu tłumienia wewnetrznego maksymalna energia odkształcenia sprężystego dla danej postaci drgań jest zawsze równa maksymalnej energii kinetycznej. Jednak przestrzenna dystrybucja obu rodzajów energii nie odpowiada sobie wzajemnie. Wynika stąd, iż taki bilans energii jest słuszny dla całego układu, ale nie musi być spełniony dla obszarów międzywęzłowych. Defekty lokalne mogą być traktowane jako lokalne modyfikacje warunków brzegowych. Zgodnie z zasadą St. Venanta powoduje to lokalną koncentracje naprężeń oraz energii.

Maksymalna energia potencjalna $\Pi^{(i)}$ z i-tego obszaru międzywęzłowego może być określona jako całka po obszarze międzywęzłowym A:

$$\Pi^{(i)} = \int_{\mathcal{A}^{(i)}} \prod_{s} r \, dr \, d\theta = \frac{1}{2} D \int_{\mathcal{A}^{(i)}} [(K_1 + K_2)^2 + (17)]$$

 $+2(1-v)(K_6^2-K_1K_2)]r dr d\theta$

gdzie:

$$K_6 = w_{rr} K_2 = \frac{1}{r} w_r + \frac{1}{r^2} w_{\theta\theta} K_6 = -\frac{1}{r^2} w_{\theta} + \frac{1}{r} w_{r\theta}$$

Maksymalna energia kinetyczna T⁽ⁱ⁾ i-tego obszaru międzywęzłowego [7, 8] również może być wyznaczona jako całka powierzchniowa:

$$T^{(i)} = \int_{A^{(i)}} T_{den} \, r \, dr \, d\theta = \frac{1}{2} m \omega^2 \int_{A^{(i)}} w_t^2 \, r \, dr \, d\theta$$
(18)

Z zasady de Saint Venanta wynika, że jeżeli na ciało sprężyste działa lokalny układ sił zrównoważonych to naprężenia i odkształcenia w pewnej odległości od miejsca przyłożenia tego układu sił mogą być traktowane jako pomijalnie małe. Analizując wyższe postacie drgań własnych ($\lambda \ll d$) można zauważyć, że deformacje i naprężenia powodowane przez uogólnione siły działające na brzegu ograniczają się tylko do obszaru brzegowego. Dla belki o dowolnych warunkach brzegowych za pomocą funkcji belkowych można aproksymować wyższe postacie drgań równaniem [4]

$$W_{i}(x) = c_{1} \cos\beta_{i} x + c_{2} \sin\beta_{i} x + c_{3} \cosh\beta_{i} x + c_{4} \sinh\beta_{i} x$$
(19)
= $c_{1} \cos\beta_{i} x + c_{2} \sin\beta_{i} x + \overline{c}_{3} e^{-\beta_{i} x} + \overline{c}_{4} e^{-\beta_{i}(L-x)}$

gdzie
$$\beta_i \equiv \frac{2\pi}{\lambda_i}$$
, *L* - długość belki, λ_i - długość fali,

 c_i - stałe.

W równaniu (19) przemieszczenia w obszarze brzegowym są określone przez zanikający wraz z odległością trzeci i czwarty człon. Równanie funkcji belkowych zostało wyprowadzone dla belki i odnosi się do układów jednowymiarowych. W układach płaskich funkcje przemieszczeń są funkcjami dwuwymiarowymi. Jednowymiarowa funkcja postaci drgań (19) określona wzdłuż promienia umożliwia detekcję pęknięć radialnych, a funkcja postaci drgań określona wzdłuż współśrodkowych okręgów umożliwia wykrywanie pęknięć promieniowych.

Na rys. 4 przedstawiono wykres rozkładu gęstości energii odkształcenia sprężystego wzdłuż średnicy dla płyty z defektem liniowym na brzegu płyty o wielkości kątowej ϕ .



Rys. 4. Rozkład gęstości powierzchniowej energii potencjalnej w funkcji położenia oraz wielkości kątowej ϕ pęknięcia

Na rysunku 4 można zauważyć, że lokalna koncentracja energii na nieuszkodzonym brzegu płyty jest porównywalna z maksymalną lokalną energią dla drgań płyty nieuszkodzonej. Natomiast w pobliżu uszkodzonego (pękniętego) brzegu płyty lokalna koncentracja energii jest nawet kilkanaście razy większa od maksymalnej energii drgań płyty bez defektów. Można interpretować to zjawisko tak, iż w przypadku powstawania powierzchniowego rozwarstwienia kołowego na jego brzegu dochodzi do koncentracji naprężeń powodujących jego rozrost i powiększających ryzyko pojawienia się defektów lokalnych. Jeżeli jednak pojawi się już taki defekt, to wraz z jego powiększaniem następuje gwałtowny, a w zasadzie skokowy wzrost lokalnej koncentracji energii w pobliżu defektu. Spiętrzenie lokalnej koncentracji energii powoduje więc dalszą szybką destrukcję materiału.

Gwałtowne spiętrzenie lokalnej koncentracji energii w pobliżu defektów nie jest jedynym zjawiskiem towarzyszącym powiększaniu się małych defektów lokalnych. Powstawaniu defektu liniowego zlokalizowanego w pobliżu brzegu rozwarstwienia kołowego (rys. 1) towarzyszą nowe postacie drgań. Również niektóre częstotliwości modalne odpowiadające dotychczasowym postaciom drgań rozdwajają się na dwie "nowe", z których jedna ma dotychczasową wartość natomiast druga nieznacznie niższą. W tablicy 2 przedstawiono przykład czterech nowych postaci drgań rozwarstwienia o średnicy 0,3 m z pęknięciem o długości 0,5814 rad znajdującym się na brzegu płyty. Nowe postacie drgań charakteryzują się zanikiem symetrii.

Zjawisko rozszczepienia częstotliwości modalnych może zostać wykorzystane do identyfikacji obecności defektów poprzez obserwację biegunów układu (pierwiastków równania charakterystycznego). Niestety jest to niezbyt czuła metoda i pozwala identyfikować jedynie duże defekty. Wynika to z faktu, iż nowe bieguny (zwłaszcza dla małych defektów) są położone bardzo blisko podstawowych biegunów struktury nieuszkodzonej. Zwłaszcza w rzeczywistych, tłumionych strukturach zmiana częstotliwości może być mniejsza od rozdzielczości pomiarów. W tab. 2 przedstawiono przykład analizy wpływu wielkości defektu kołowego zlokalizowanego na brzegu płyty na postać drgań (3,1) oraz częstotliwość drgań. Obliczono również (dewiacie) nowej czestotliwości w stosunku do częstotliwości podstawowej f_p (płyty bez defektu).

$$\delta = \frac{\Delta f}{f_p} \tag{20}$$

gdzie: f_p – częstotliwość płyty bez defektu



Tab. 2. Rozszczepiona postać (3,1) w funkcji zmian kątowej wielkości defektu na brzegu płyty

Tab. 2. c.d.



Wraz ze wzrostem wielkości defektu zlokalizowanego na brzegu płyty maleje częstotliwość drgań własnych skojarzona z nową niesymetryczną postacią drgań. Jednak nawet dla bardzo dużych defektów dewiacja częstotliwości, jak przedstawiono w tab. 2, wynosi co najwyżej kilka procent.



Rys. 5. Charakterystyka widmowa gęstości energii w funkcji wielkości kątowej ϕ pęknięcia

Innym zjawiskiem zachodzącym pod wpływem rozwijającego się pęknięcia na brzegu płyty jest zmiana charakterystyki widmowej gęstości energii odkształcenia postaciowego. Na rys. 5 przedstawiono kilka charakterystyk wykreślonych dla różnych wielkości defektu kołowego o wymiarach kątowych z zakresu od 0 do 33° (0,5814 rad). W obszarze blisko uszkodzonego brzegu, wraz z rozwojem pęknięcia dają się zauważyć dwa zjawiska. Pierwsze to wzrost lokalnej energii modalnej modu podstawowego (o częstotliwości drgań równej ok. 37 Hz). Ta postać drgań obecna w nieuszkodzonej strukturze nie zmienia się – rozkład przestrzenny drgań pozostaje bez zmian, nie zmienia się również częstotliwość drgań, rośnie jedynie wartość amplitudy. Kolejnym ciekawym zjawiskiem jest szybki wzrost gęstości energii dla pojawiających się w wyniku rozszczepienia nowych postaci drgań. Na charakterystyce amplitudowej obie postacie drgań tworzą wspólny prążek (o częstotliwości drgań równej ok. 130 Hz). Jego amplituda wraz z rozwojem wielkości pęknięcia przewyższa amplitudę energii dla pierwszej postaci drgań (0,1).

5 WNIOSKI

W pracy przedstawiono analizę powstawania rozwarstwień kołowych oraz pęknięć w strukturze zabytkowych fresków. Przedstawiono efekt koncentracji energii w pobliżu defektów liniowych oraz rozdwojenia częstotliwości modalnych. Wykorzystano współczynnik absorpcji energii modalnej jako miarę tych uszkodzeń. Z przeprowadzonej analizy wynika, że wibracje strukturalne powstające np. w wyniku propagacji drgań w środowisku, a następnie przenoszące się na konstrukcję budynków, przyczyniają się do powstawania i gwałtownego przyspieszania zapoczątkowanego procesu destrukcji.

LITERATURA

[1] Bonarrrigo A.: An Investigation of conservation state of wall mosaics through analysis of dynamic signals 2nd International Conference on Nondestructive Testing, Microanalytical Methods and Environment Evaluation for Study and Conservation of Works of Art, Perugia, 1988.

[2] Castellini P., Paone N.: The laser Doppler Vibrometer as an Instrument for Nonintrusive Diagnostic of Works of Art: Application to fresco Paintings, Optics and Lasers in Engineering, Vol. 25, pp 227-246, 1996.

[3] Calicchia P., Bosco G., Cannelli G.: A New Method for Detecting Damage in Antique Mural Works of Art, 17th ICA, 2001

[4]Dugundji J Simple expressions for higher vibration modes of uniform Euler Beams AIAA 26(8), 1988.

[5] Dobry M.W., "Optymalizacja przepływu energii w systemie Człowiek – Narzędzie – Podłoże (CNP)", Rozprawa habilitacyjna. Seria "Rozprawy" nr 330. Wyd. PP, Poznań, marzec 1998.

[6] Huber M.T.: Probleme der Statik technisch wichtiger orthotroper Platten, Warszawa 1929.

[7]Leissa A. W., Mc Gee O.G., Huang C. S. Vibration of circular plates having V notches or sharp radial cracks, Journal of Sound and Vibration, 1961, 227-239, 1993.

[8] Meirovitch L., Analytical methods in vibration, The Macmillan Company, London, 1967.

[9] Newmark N. M. Rosenblueth E.: Fundamentality of Earthquake Engineering, Prentice Hall Englewood Clifs N.Y. 1971.

MONITOROWANIE STANU AMORTYZATORÓW KOLEJOWYCH

Wojciech POPRAWSKI

Instytut Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej Ul. Łukasiewicza 5, 50-371 Wrocław, POLSKA, fax +48(71)3280670 Wojciech.Poprawski@pwr.wroc.pl

Streszczenie

Przedstawiono prace nad systemem monitorowania stanu technicznego amortyzatorów kolejowych. Niektóre z amortyzatorów są szczególnie odpowiedzialne za stabilność wózka podczas jazdy z dużymi prędkościami. Zastosowanie monitorowania stanu może zwiększyć bezpieczeństwo jazdy pociągu oraz zredukować czas i koszty napraw. W systemie podejmowania decyzji została zastosowana sieć neuronowa (backpropagation).

Słowa kluczowe: amortyzatory, monitorowanie stanu, sieci neuronowe.

CONDITION MONITORING OF RAILWAY SHOCK ABSORBERS

Summary

The paper presents the study on condition monitoring system of railway shock absorbers. The anti-yaw dampers have been chosen to apply the condition monitoring system. The application of condition monitoring system can increase safety of the train as well as reduce maintenance, service time and idle costs of the trains. The backpropagation neural network has been chosen for the decision making system.

Keywords: shock absorbers, condition monitoring, neural networks.

1. WPROWADZENIE

Pomysł opracowania systemu monitorowania stanu technicznego kolejowych amortyzatorów przeciwdziałających wężykowaniu jest wynikiem rozmów prowadzonych przez firmę *KONI B.V.* i operatora szybkich pociągów *ICE II*, niemieckiego przewoźnika - *Deutsche Bahn*.

Amortyzatory przeciwdziałające wężykowaniu odpowiedzialne są za redukowanie ruchu wózka wokół jego pionowej osi, spowodowanego wężykowaniem kołowych. zestawów Niedostateczne tłumienie tego ruchu może być niebezpieczne dla stabilnego ruchu pociągu, powodując w skrajnych przypadkach wykolejenie. Przeciwdziałać temu może monitorowanie stanu technicznego amortyzatorów przeciwdziałających weżykowaniu. Mechanik prowadzący pociąg zostanie poinformowany o stanie amortyzatorów i tym samym podejmie stosowne decyzje, takie jak obniżeniu prędkości poniżej wartości krytycznej.

Dotychczas amortyzatory kolejowe poddawane są kontroli technicznej zgodnie z harmonogramem uwzględniającym przebieg pociągu. Podczas takich badań pociąg jest wycofywany z eksploatacji. Następnie wymontowane amortyzatory poddawane są badaniom przeprowadzonym wedługo znormalizowanych procedur. Badania takie są pracochłonne, ponadto są przyczyną generowania kosztów związanych z przestojami pociągu. Zastosowanie systemu monitorowania może przyczynić się do znacznych oszczędności, ponieważ wymianie podlegać będą tylko uszkodzone amortyzatory, a nie tak jak dotychczasowo wszystkie amortyzatory, które używane były przez określony przez producenta czas. Uniknie sie także kosztów przegladów amortyzatorów.

Podczas ruchu pociąg narażony jest na wymuszenia dynamiczne związane z ruchem wzdłuż torowiska. Niektóre z tych źródeł wymuszeń mają przypadkowy charakter, związane są na przykład ze stanem torowiska, ze stanem obręczy kół itp. Istnieją także okresowe wymuszenia. Jednym z takich wymuszeń jest tzw. ruch wężykowania. Jest on szeroko opisany w literaturze [1]. Ruch wężykowania związany jest z toczeniem zestawu kołowego po torowisku. Dla uproszczenia, zestaw kołowy można wyobrazić sobie jako dwa stożki połączone podstawami, przetaczające się po Zakłócenie równoległych szvnach. może spowodować przesunięcie się zestawu kołowego, a tym samym, jedno z kół, na przykład lewe, będzie toczyło się po okręgu o mniejszej średnicy, podczas gdy drugie, prawe, będzie się toczyło po okręgu o większej średnicy. Spowoduje to przesuwanie się całego zestawu kołowego w lewą stronę, aż do momentu, kiedy kołnierz koła uderzy w główkę szyny. W tym momencie zmienia się kierunek ruchu aż do momentu, gdy drugie koło uderzy w główkę szyny. Długość 'fali' takiego ruchu jest zależna od

parametrów geometrycznych zestawu kołowego, takich jak stożkowość koła, rozstaw szyn, średnica kół, a także parametrów fizycznych, takich jak współczynnik tarcia pomiędzy szyną a obręczą koła.

Ruch wężykowania może być częściowo zredukowany poprzez zastosowanie usprężynowienia pierwszego stopnia w układzie zawieszenia wagonu czy lokomotywy. Jednak w szybkich pociągach pasażerskich stosuje się specjalne amortyzatory przeciwdziałające wężykowaniu, które sprawdzają się zwłaszcza podczas poruszania się pociągu z wysokimi prędkościami.

Wózki wagonowe pociągów typu ICE II wyposażone są W cztery amortyzatory przeciwdziałające wężykowaniu. Zamontowane one są parami po każdej stronie wózka. Równoległe zastosowanie dwóch amortyzatorów przeciwdziałających wężykowaniu z każdej strony wózka świadczy o wadze problemu tłumienia tego ruchu. Zastosowanie podwójnych amortyzatorów pozwala na osiągnięcie większej sztywności i dodatkowo pozwala na zabezpieczenie pociągu przed skutkami wywołanymi ewentualnym uszkodzeniem amortyzatora.

2. WŁAŚCIWOŚCI AMORTYZATORÓW

Amortyzatory hydrauliczne są złożonymi urządzeniami, służącymi do rozpraszania energii mechanicznej.

W amortyzatorze hydraulicznym olej przepływa przez system zwężęk, zaworów dławiących i zwrotnych, które kształtują charakterystykę. Amortyzatory kolejowe produkcji firmy KONI zasadę działania. posiadają specyficzną W amortyzatorach stosowanych W kolejnictwie jest, pożądane aby charakterystyka bvła symetryczna, tzn. siła tłumienia wytwarzana w kierunkach sprężania i rozprężania, dla tych samych wartości prędkości w obu kierunkach była taka sama (w przeciwieństwie do amortyzatorów stosowanych w pojazdach samochodowych, gdzie jest niesymetryczna). Aby zapewnić symetrie charakterystyki podczas ruchu sprężania i rozprężania olej przepływa w tym samym kierunku przez zawór dławiący, podczas gdy wytworzone ciśnienie działa na takiej samej powierzchni.

Zachowanie się i właściwości amortyzatorów przestawiane są na wykresach siły i prędkości, które traktowane są jako ich charakterystyki. Metody otrzymywania charakterystyk są znormalizowane i opisane na przykład w PN-K-88203:1996, NF F 01-411:1995 lub w projekcie Normy Europejskiej prEN13802. Normy przedstawiają przebieg pomiarów i obliczeń potrzebnych to utworzenia charakterystyk.

Badania potrzebne do utworzenia charakterystyki prowadzone są w laboratorium wyposażonym w odpowiednią aparaturę pomiarową. Amortyzator powinien być mocowany w sposób odpowiadający mocowaniu w układzie zawieszenia pociągu (poziomo lub pionowo). Następnie układ hydrauliczny urządzenia pomiarowego wymusza ruch tłoka amortyzatora względem cylindra. stosuje się wymuszenie ruchem Najczęściej sinusoidalnym, o określonej amplitudzie (dla amortyzatorów kolejowych najczęściej stosuje się amplitudę 25mm). Częstotliwość zależy od zakresu który chcemy uwzględnić prędkości, na charakterystyce i od możliwości użytej maszyny pomiarowej. Na początku przygotowywane są wykresy zależności siły od przemieszczenia. Na ich podstawie otrzymywane są wykresy zależności siły od prędkości: dla określonej częstotliwości odnotowywana jest maksymalna wartość siły tłumienia dla maksymalnej prędkości. Zmieniając częstotliwość tego ruchu zmieniamy maksymalną wartość prędkości. Wartości maksymalnej prędkości i siły odznaczane są na wykresach. Przykładowe wykresy zależności siły od przemieszczenia i siły od prędkości przedstawione są na rysunkach 1 i 2.



Rys.1: Wykres zależności siły od przemieszczenia



3. PRACE NAD SYSTEMEM MONITO-ROWANIA STANU AMORTYZATORÓW

Prace nad systemem monitorowania stanu amortyzatorów kolejowych zostały rozpoczęte w 1998 roku przez Kars'a i Wyes'a [2]. W pracy tej przedstawiono korzyści i oszczędności, które może przynieść zastosowanie systemu monitorowania stanu.

Niniejsza praca przedstawia proces projektowania systemu monitorowania stanu amortyzatorów, od wyboru wielkości mierzonych do propozycji systemu wnioskującego.

Aby otrzymać informacje o stanie i zachowaniu się amortyzatorów w celu rozróżnienia amortyzatorów sprawnych od uszkodzonych, należy je wyposażyć w odpowiednie czujniki. Podczas badań użyto tensometrów zamocowanych do tłoczysk. Widok tłoczyska wyposażonego w tensometr przedstawiony na rysunku 3.



Rys. 3. Tensometr zamocowany do tłoczyska amortyzatora (pod metalową osłoną)

Aby mierzyć wielkości opisujące zachowanie się amortyzatora niezbędne także było zastosowanie czujników przemieszczenia, mierzących względne przemieszczenie tłoka względem cylindra. Widok czujników przemieszczenia oraz okablowanie zastosowane podczas badań wózka wagonowego podczas jazdy przedstawiono na rysunku 4.

Wyniki pomiarów zarejestrowanych podczas jazdy pociągu (przemieszczenie – ruchu względnego tłoka i cylindra oraz siła) zostały użyte w celu odtworzenia "profilu drogi" w warunkach laboratoryjnych. Odtworzenie warunków obciążenia amortyzatorów panujących podczas jazdy pociągu było konieczne, ponieważ warunki, przy których wyznacza się charakterystyki znacząco różnią się od rzeczywistych warunków panujących podczas jazdy.

W badaniach wykorzystano stanowisko SERVOTEST, wyposażone w maszyne pomiarową oraz w komputer z oprogramowaniem sterującym napędem członu czynnego maszyny. Oprogramowanie pozwala na odtworzenie dowolnego profilu drogi. W tym celu wykorzystano zarejestrowane uprzednio dane pomiarowe. Odtworzono warunki zbliżone do warunków obciążenia panujących podczas jazdy pociągu.

Podczas badań laboratoryjnych rejestrowano sygnały siły działającej na tłoczysko, przemieszczenie względne tłoka i cylindra oraz względną prędkość tłoka i cylindra.



Rys. 4. Widok amortyzatorów zamocowanych do wózka pociągu I.C.E. II, widok czujników oraz okablowania

Aby skutecznie zaprojektować system monitorowania stanu amortyzatorów, należało przeprowadzić badania amortyzatorów sprawnych oraz uszkodzonych.

Do symulacji wybrano rodzaje uszkodzeń, które mogą być najczęstszą przyczyną niesprawności amortyzatorów. Ich przyczyną jest zwykle obecność zanieczyszczenia w oleju amortyzatora. Niewielki opiłek może przyblokować zawory zwrotne lub zmniejszyć przekroje zwężek w zaworach dławiących.

W trakcie badań amortyzatorów z zasymulowanymi uszkodzeniami odtwarzano zarejestrowany uprzednio sygnał przemieszczenia. W wyniku analizy wyników badań dowiedziono, że punkty utworzone przez pary wartości chwilowych siły i prędkości, na płaszczyźnie tworzą różne sprawnych kształty dla amortyzatorów i uszkodzonych. Powyższe właśności wykorzystano przy projektowaniu systemu monitorowania stanu amortyzatorów przeciwdziałających wężykowaniu.

4. SYSTEM WNIOSKOWANIA

System wnioskowania jest jednym z ważniejszych elementów systemów monitorowania stanu czy diagnostyki.

W proponowanym systemie wnioskowania zastosowano algorytmy oparte na metodach rozpoznawania obrazu. Wykresy na płaszczyźnie *siły* i *prędkości*, przygotowane na podstawie zmierzonych w warunkach laboratoryjnych dla różnych amortyzatorów, z zasymulowanymi uszkodzeniami przedstawione są w tabeli 1. Tabela zawiera także opis symulowanych uszkodzeń (siedem przypadków).

4.1. Przygotowanie danych

Procedura opracowania wyników, w celu otrzymania obrazów 'czarno-białych', składała się z następujących kroków:

- Rejestrowanie danych, siły i prędkości.
- Podział płaszczyzny siły i prędkości na siatke (zakres siły: ±5[kN], zakres prędkości: ±30[mm/s]).
- Zliczanie punktów występujących w poszczególnych polach siatki, obliczanie wartości progowej w celu utworzenia '*czarno-białego*' obrazu, w taki sposób, aby około 16% powierzchni rysunku była *czarna*.

4.2. Projekt systemu wnioskowania

Większość systemów rozpoznawania wzorca oparta jest na Sztucznych Sieciach Neuronowych. Sieci neuronowe są także często wykorzystywane w systemach diagnostycznych różnych maszyn i procesów.

Sieci neuronowe znalazły zastosowanie w systemie diagnostycznym amortyzatorów używanych w pojazdach wojskowych [3], ale przedstawiony system oceniał stan amortyzatorów wymontowanych z pojazdu i testowanych na specjalnym stanowisku pomiarowym. Przedstawiona metoda nie może być jednak zastosowana w systemie działającym w trybie *on-line*.

W przedstawionym w niniejszej pracy systemie monitorowania stanu amortyzatorów kolejowych zastosowano sieć neuronową typu *backpropagation*. Sieć neuronowa tego typu jest szeroko opisana w literaturze dotyczącej problematyki sieci neuronowych.

Zastosowana sieć neuronowa zbudowana została z wykorzystaniem jednej warstwy ukrytej. Składała się z:

- 240 neuronów w *warstwie wejściowej*,
- 25 neuronów w warstwie ukrytej,
- 5 neuronów w warstwie wyjściowej.

Użyto sigmoidalnej funkcji aktywacji neuronu. Oznacza to, że wartości wyjściowe są w przedziale (0,1).

Úczenie sieci neuronowej jest bardzo długotrwałym procesem. Niektóre parametry sieci, takie jak liczba neuronów w warstwie ukrytej, parametry uczenia sieci czy liczba epok (powtórzeń cykli uczących) została określona na podstawie prób i błędów.

4.3. Uczenie sieci neuronowej

Aby skutecznie nauczyć sieć neuronową rozpoznawać przedstawiane wzorce, należy przygotować odpowiednie zbiory uczące, składające się z przedstawianego wzorca oraz oczekiwanych wartości – celów.

Zastosowana sieć neuronowa składa się z 5 neuronów w warstwie wyjściowej. Taki rodzaj wektora wyjściowego uwarunkowany jest zastosowaną sigmoidalną funkcją aktywacji neuronu.

Tab. 1. Wykresy zależności siły od prędkości,
przed i po przetworzeniu, z uwzględnieniem
oznaczenia badanego amortyzatora



W tabeli 1 przedstawiono wykresy siły i prędkości, przed i po po dokonaniu 'binaryzacji'. Natomiast w tabeli 2 przedstawiono rodzaje uszkodzeń, podział na grupy, ze względu na wpływ symulowanego uszkodzenia na stabilność ruchu pociągu oraz przypisany wektor wyjściowy, użyty podczas uczenia sieci neuronowej.

Testowane amortyzatory podzielono na pięć grup ze względu na wpływ uszkodzenia na stabliność ruchu pojazdu:

- Grupa 1: Amortyzatory działają prawidłowo, brak zagrożenia dla bezpieczeństwa pociągu.
- Grupa 2: Amortyzatory nie pracują prawidłowo, jednak jest brak zagrożenia dla ruchu pociągu. Amortyzatory powinny zostać wymienione podczas najbliższego przeglądu pociągu.
- Grupa 3: Amortyzatory wytwarzają zbyt dużą siłę tłumiącą. Pociąg jest bezpieczny, jednak amortyzatory powinny zostać wymienione.
- Grupa 4 i Grupa 5: Amortyzatory nie pracują prawidłowo. Powinny zostać wymienione przy najbliższej okazji.

Tab. 2. Oznaczenia amortyzatorów, opis
uszkodzeń, podział na grupy,
przypisany wektor wyjściowy

Ozn. Opis amorty uszkodzenia -zatora		Grupa	Wektor wyjściowy
#01	Sprawny amorty- zator, nominalna charakterystyka	Grupa 1	[1,0,0,0,0]
#02	Przestrojony amortyzator, niższa siła tłumienia	Grupa 2	[0,1,0,0,0]
#03	Usunięty zawór zwrotny tłoka	Grupa 4	[0,0,1,0,0]
#04	Mniejsza zwężka w zaworze dławiącym	Grupa 3	[0,0,0,1,0]
#05Większa zwężka w zaworze dławiącym#06Zablokowany zawór zwrotny w 'stopie' amorty- zatora, h=0,09mm		Grupa 2	[0,1,0,0,0]
		Grupa 2	[0,1,0,0,0]
#07	Zablokowany zawór zwrotny w 'stopie' amorty- zatora, h=0,14mm	Grupa 5	[0,0,0,0,1]

Wektory wejściowe do sieci neuronowej zostały zbudowane z trzech pierwszych sekcji zarejestrowanych podczas badań po opisanej wyżej obróbce – binaryzacji. Czwarta sekcja została wykorzystana podczas testowania nauczonej sieci neuronowej.

5. TESTOWANIE SIECI NEURONOWEJ

Testowanie sieci neuronowej zostało przeprowadzone z wykorzystaniem czwartych sekcji danych pomiarowych (w procesie uczenia wykorzystano trzy pierwsze sekcje zarejestrowanych danych siły i prędkości).

Wyniki testowania, rozpoznawania są przedstawione w tabeli 3.

TT 1 0	*** *1 *	· · ·		
Tab 3	W vn1k1	testowania	SIEC1	neuronowei
140. 5.	** y111X1	testo wanna	51001	neuronowej

Ozna-	wynik	Przypo-
czenie	(wartości uzyskane przez	rządko-
amorty-	sieć neuronową)	wanie
zatora		do
		grupy:
#01	[0.99 ,0.01,0.01,0.01,0.00]	Grupa 1
#02	[0.00, 0.95 ,0.00,0.00,0.01]	Grupa 2
#03	[0.01,0.00, 0.99 ,0.00,0.00]	Grupa 3
#04	[0.01, 0.99 ,0.00,0.00,0.00]	Grupa 2
#05	[0.00,0.01,0.02, 0.97 ,0.00]	Grupa 4
#06	[0.00, 0.98 ,0.00,0.00,0.01]	Grupa 2
#07	[0.00,0.01,0.01,0.00, 0.97]	Grupa 5

6. DALSZE BADANIA

W pracy przedstawiono algorytm, przy pomocy którego można rozpoznać stan amortyzatorów, który jest określony na podstawie analizy sygnałów siły i prędkości zarejestrowanych podczas odtwarzania profilu drogi w warunkach laboratoryjnych.

Dalsze prace nad projektem systemu monitorowania stanu amortyzatorów powinny być skoncentrowane na doborze odpowiednich czujników, które mogłyby mierzyć wielkości siły i prędkości podczas jazdy pociągu bez zbytniej ingerencji w zasadę działania amortyzatora.

Należy opracować także odpowiedni układ elektroniczny, który będzie odpowiedzialny za rejestrowanie danych i dokonywanie obliczeń przedstawionych w pracy. System powinien dostarczać informacje o stanie amortyzatorów do centralnego układu sterowania pociągu oraz do mechanika obsługującego pociąg. Na podstawie tych informacji, w razie awarii amortyzatora, mechanik podejmuje decyzję, która może zapobiec katastrofie.

7. WNIOSKI

Przedstawiony algorytm systemu monitorowania amortyzatorów przeciwdziałających stanu wężykowaniu skutecznie rozpoznaje przedstawiane dane pochodzące z różnych amortyzatorów z zasymulowanymi uszkodzeniami. Struktura algorytmu jest łatwa w implementacji dla systemu działającego w trybie on-line. Przedstawiony system może podnieść bezpieczeństwo pociągu oraz koszty poprzez obniżyć eksploatacji, wyeliminowanie okresowych przeglądów amortyzatorów.

DIAGNOSTYKA'35 POPRAWSKI, monitorowanie stanu amortyzatorów kolejowych

LITERATURA

- K. Knothe and F. Böhm. History of stability of railway and road vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 31(5-6):pp.283–323, June 1999
- [2] J.W. Kars and H. Wyes. Elektronische Überwachung der Dämpferkraft bei modernen Hochgeschwindigkeitszügen. ZEV+DET Glas.Ann., 122:556–562, September/Oktober 1998.
- [3] P. Sincebaugh, W. Green and G. Rinkus. A neural network based diagnostic test system for armoured vehicle shock absorbers. *Expert Systems With Applications*, 11(2):237–244, 1996.
- [4] W. Poprawski, J.W.Kars, J. Krzyżanowski Intelligent Damping: Condition Monitoring of Railway Shock Absorbers, Proceedings of ISMA2004 conference, Leuven, Belgium, 2004.
- [5] W. Poprawski Monitoring of Energy Dissipation in Hydraulic Shock Absorbers, Praca doktorska, Politechnika Wrocławska, Instytut Technologii Maszyn i Automatyzacji. Wrocław 2004



Dr inż.

Wojciech POPRAWSKI ukończył studia na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej. Był stypendystą Marie Curie w firmie KONI B.V. w Holandii. Pracuje Instutucie w Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej. Zajmuje się dyna-mika, obrabiarkami, systemami wytwórczymi oraz diagnostyką.

WYKORZYSTANIE PARAMETRÓW DRGAŃ WZDŁUŻNYCH TULEI CYLINDROWYCH W DIAGNOSTYCE OKRĘTOWYCH TŁOKOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

Kazimierz WITKOWSKI

Katedra Siłowni Okrętowych Akademii Morskiej w Gdyni ul. Morska 83, email: wika@am.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań wstępnych dotyczących możliwości wykorzystania w diagnostyce okrętowych silników tłokowych drgań wzdłużnych tulei cylindrowej. Wyniki badań wykazały, że ten sygnał wibroakustyczny może być przydatny do wykrywania stanów przedzatarciowych układu tłok-cylinder.

Słowa kluczowe: diagnostyka, okrętowe tłokowe silniki spalinowe, układ tłokowo-cylindrowy, procesy tribologiczne, wibroakustyka, drgania wzdłużne.

THE USE OF THE PARAMETERS OF CYLINDRE LINER LONGITUDINAL VIBRATIONS IN MARINE DIESEL ENGINES DIAGNOSTICS

Summary

In the paper the preliminary research results at the possibilities at using cylinder liner longitudinal vibrations in marine diesel engine diagnostics has been presented. The research results have proven that these vibroacoustics signal can be useful to defect the prefrictional states of piston-cylinder liner system.

Keywords: diagnostic, marine diesel engine, piston-cylinder liner system, tribological processes, vibroacoustics, longitudinal vibrations.

1. WSTĘP

W praktyce budowy i eksploatacji okrętowych silników wysokoprężnych bardzo istotnym jest problem zapewnienia niezawodności ich pracy oraz bezdemontażowej kontroli i prognozowania stanu technicznego. Ma to szczególnie ważne znaczenie w odniesieniu do silników napędu głównego statku, przestoje z powodu niesprawności, gdyż a szczególnie na skutek awarii przynoszą duże straty ekonomiczne. Posiadanie efektywnych metod i środków diagnostycznych pozwala na zmianę strategii użytkowania, z dotychczasowej według przepracowanej ilości godzin na strategię według faktycznego stanu technicznego.

W silniku spalinowym ważnym węzłem decydującym o jego osiągach ekonomicznych, stanie technicznym i niezawodności jest układ tłokowocylindrowy, który jeśli nie tylko z powodu częstości występowania uszkodzeń, to z uwagi na koszty i czas ich usuwania powinien być skutecznie diagnozowany.

2. PROCESY TRIBOLOGICZNE W UKŁADZIE TŁOKOWO-CYLINDROWYM

Układ tłokowo-cylindrowy wysokoprężnego silnika okrętowego pracuje w bardzo trudnych

warunkach. Spowodowane jest to znacznymi obciążeniami cieplnymi i mechanicznymi oraz kinematyką ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka. Te warunki mają łącznie istotny wpływ na proces smarowania układu i w rezultacie na intensywność zużycia skojarzeń ciernych.

W nowoczesnych silnikach ciśnienie czynnika roboczego osiąga wartość maksymalną ponad 15 Mpa, przy czym obciążenia mechaniczne stąd się wywodzące mają charakter dynamiczny o dużej szybkości narastania ciśnienia dp/d α .

Na obciążenia cieplne układu tłok-cylinder wpływ mają zarówno wartości absolutne temperatur, jak i ich gradienty. Stan cieplny tego układu wyznaczają:

• procesy cieplne zachodzące w czasie procesu roboczego w cylindrze,

• procesy tribologiczne (tarcie) pomiędzy elementami układu,

• chłodzenie tłoka i tulei cylindrowej.

Stan obciążenia cieplnego układu decyduje o przebiegu procesów tribologicznych – tarcia i zużycia tłoka (pierścieni tłokowych) jak i tulei cylindrowej. Dla omawianego układu szczególnie istotne jest poznanie zjawisk występujących przy zużyciu normalnym i ustalenie stanów granicznych, które wystąpią przy przejściu od zużycia normalnego do zużycia awaryjnego (zacieranie). Pod pojęciem zużycia normalnego wskutek tarcia

rozumie się na ogół proces, w którym dominującą rolę odgrywają zjawiska utleniania ciernego i ścierania, natomiast sczepiania adhezyjne charakteryzują się znikomą intensywnością. Dla każdego węzła ciernego istnieje obszar wymuszeń mechanicznych, oddziaływania fizyko-chemicznego otoczenia wpływu temperatury, gdzie i intensywność zużycia i siły tarcia są najmniejsze. Procesy tribologiczne zachodzą głównie w obrębie delikatnych warstewek struktur wtórnych [4], o czym świadczy brak na powierzchni śladów uszkodzeń. Powierzchnia ta wykazuje bardzo wysoką chropowatość, także podczas tarcia technicznie suchego.

Warstwy wierzchnie, w których występuje minimalne zużycie i siły tarcia, są stale odtwarzane. Zachowuje się w przybliżeniu stały stosunek pola powierzchni pokrytej błonkami produktów reakcji fizyko-chemicznych spowodowanych tarciem, do pola powierzchni metalicznej. Głębokość uszkodzeń warstwy wierzchniej osiąga wartość minimalną. Zużycie normalne jest typowe dla prawidłowej pracy większości elementów maszyn.

Rozpoczęcie zacierania wiąże się z osiągnięciem przez układ tribologiczny krytycznych wartości nacisków jednostkowych (przy stałej prędkości tarcia) lub krytycznej prędkości tarcia (przy stałych Mimo licznych badań i prac naciskach). teoretycznych nie opisano jednoznacznie procesu zacierania w układzie tłok-cylinder. Najczęściej kojarzy się ono z tworzeniem mostków szczepień między współpracującymi elementami i przechodzeniem od tarcia zewnętrznego do tarcia wewnętrznego w warstwie wierzchniej. Przyjmuje się przy tym, że mechanizm powstawania tych mostków może być różny, na przykład adhezyjny, dyfuzyjny lub rekrystalizacyjny [8, 9]. Istnieja także nieliczne koncepcje przedstawiające zacieranie jako efekt współdziałania mechanicznego elementów trących, wyrażonego w postaci plastycznego wyciskania i mikroskrawania materiału [8]. Podaje się szereg czynników charakteryzujących bądź stronę energetyczną procesu tarcia i zużycia (np.: nacisk normalny, prędkość ślizgania, pracę tarcia), bądź niektóre warunki tarcia (np.: krytyczna temperatura w pobliżu styku normalnego) [7].

3. UKŁAD TŁOKOWO-CYLINDROWY JAKO ZESPÓŁ DIAGNOZOWEANYCH WĘZŁÓW TRIBOLOGICZNYCH

W układzie tłokowo-cylindrowym można wyróżnić następujące węzły tribologiczne [9]:

- tłok-tuleja cylindrowa,
- tłok-pierścień tłokowy,
- tuleja cylindrowa-pierścień tłokowy,
- blok cylindrowy-kołnierz tulei cylindrowej,

• głowica cylindrowa-kołnierz tulei cylindrowej,

• tłok-sworzeń tłokowy.

Układ tribologiczny tłok-tuleja cylindrowa jest jednym z podstawowych układów, którego poprawna praca stanowi o niezawodności silnika. W praktyce eksploatacyjnej diagnostyka tego układu opiera się głównie o rutynowo mierzone parametry. Dla silników średnio i szybkoobrotowych są to zazwyczaj temperatura i ciśnienie oleju smarnego oraz ciśnienie sprężania jako miernik szczelności komory spalania. Parametry te nie dają jednak możliwości jednoznacznej oceny warunków pracy tego układu. W odniesieniu do wolnoobrotowych silników okrętowych zazwyczaj nie dokonuje się bieżącej oceny warunków pracy układu tłokcylinder. Okresowy pomiar ciśnienia spreżania daje tylko informacje o stanie szczelności komory spalania, a bardziej szczegółowych informacji dostarcza wykonywany co pewien czas przegląd układu przeprowadzany z wykorzystaniem okien wymiany ładunku.

Pomimo ogólnie niezadowalającego stanu diagnostyki układu tłok-cylinder silników okrętowych, istnieje szereg przykładów wdrażania na statki różnych rozwiązań technicznych, zmierzających do poprawy tego stanu.

Jako najbardziej reprezentatywne i w okrętownictwie znane należy wymienić takie systemy jak:

1. System CC-10 firmy BiW [6], który zbudowano do kontroli stanu technicznego silników napędu głównego. System kontroluje pracę różnych węzłów funkcjonalnych silnika, w tym układu tłokowo-cylindrowego.

Warunki pracy układu tłok-cylinder analizowane są z uwzględnieniem obciążeń cieplnych i stanu pierścieni. Liczne sygnały pomiarowe analizowane są przez system mikroprocesorowy. Podawane eksploatatorowi informacje to przede wszystkim analiza trendu oraz sygnalizacja wartości granicznych.

- System SEDS firmy Sulzer [1] powstał w celu kontroli pracy i diagnostyki silników okrętowych napędu głównego. System realizuje pomiary kilkunastu parametrów. Są wśród nich wskaźniki stanu pierścieni tłokowych, temperatury gładzi tulei cylindrowych i zużycia tulei.
- System MAPEX [2,3] (Monitoring and mAintenance Performance Euhancer with 3. eXport knowledge), w skład którego wchodzą następujące podsystemy: MAPEX – PR (Piston-runing Reliability) służy do ciągłego monitorowania stanu tulei cylindrowych długoskokowych 2-suwowych silników okrętowych firmy SAULZER. Alarmuje on w przypadku przekroczenia gładzi dopuszczalnych temperatur tulei cylindrowych w wyznaczonych punktach, analizuje zmiany temperatury wody chłodzącej tuleje i temperaturę powietrza doładowującego Ważnymi danymi ogólnymi niezbędnymi do

prowadzonej kontroli stanu technicznego są informacje o obciążeniu silnika.

SIPWA - TP (Sulzer Integrated Piston-ring Wear-detecting Arrangement with Trend Processing) służy do diagnozowania pierścieni tłokowych. Diagnostyka opiera się o sygnały otrzymywane z magnetycznego czujnika umieszczonego w tulei cylindrowej nieco powyżej okien dolotowych. System umożliwia rozpoznawanie różnych stanów pierścieni tłokowych (pęknięte, zapieczone, zużyte). System jest wykorzystywany do optymalizacji zużycia oleju cylindrowego, co z kolej przyczynia sie do obniżenia kosztów eksploatacji, ale także obniżenia emisji toksycznych składników spalin.

W skład systemu wchodzą również MAPEX – CR (Combustion Reliability), MAPEX – TV (Torsional Vibration dedector) i MAPEX – AV (Axial Vibration detektor) których zadania nie mają bezpośredniego związku z omawianym układem tłokowo-cylindrowym. Ich funkcje szczegółowo opisano w [11].

4. CDS [10] (Complex Diagnostic System) służy do diagnostyki silników okrętowych i został podzielony na trzy poziomy robocze [11], z których trzeci PRA (Piston Ring Analysis) odpowiada za diagnostykę pracy pierścieni tłokowych. Opiera się ona o sygnały z czujników umieszczonych w dolnej części tulei cylindrowych mierzących zmiane oporności magnetycznej i czujnika położenia wału korbowego. Układ ten wykrywa miedzy innymi takie uszkodzenia jak: zapieczenie pierścieni w rowkach, wypalenie pierścieni i ich popekanie. Ochrone przed zacieraniem tulei cylindrowych stanowi SAS (Scuffing Alarm System).

Ciekawym podejściem do skutecznego diagnozowania omawianego układu jest wykorzystanie pomiaru sygnałów drganiowych oraz rezystancji filmu olejowego pomiędzy pierścieniami tłokowymi a gładzią tulei cylindrowej.

Drgania poprzeczne tulei cylindrowej mogą być wywołane zmiennymi siłami gazowymi, uderzeniami tłoka o gładź tulei, bądź też spowodowanych siłami tarcia. Istnienie luzu między tłokiem i cylindrem powoduje tzw. przekładanie tłoka z burty na burtę. Przyczyną tego zjawiska są zmiany kierunku działania wypadkowej siły normalnej (bocznej), której wartość zależy od wartości sił gazowych i sił bezwładności pochodzących od mas biorących udział w ruchu posuwisto-zwrotnym. Najsilniejsze uderzenia występują w pobliżu GMP, kiedy to siła normalna kierunek działania. Zjawisku zmienia temu towarzyszy powstawanie impulsu uderzeniowego, będącego źródłem intensywnych drgań. Im większy luz, tym większe są impulsy uderzeniowe. Powyższe stanowić może podstawę do budowania systemu

wibrodiagnostycznego, w którym analiza drgań poprzecznych tulei cylindrowej pozwoli na określanie stopnia zużycia układu (luzu pomiędzy tłokiem i cylindrem). Na poziom rejestrowanych drgań ma jednak wpływ szereg innych czynników spoza układu tłokowo-cylindrowego. Dlatego też badano również przydatność diagnostyczną metody quazi-dynamicznej. Polega ona na wymuszaniu posuwisto-zwrotnego tłoka cyklicznie ruchu zmiennym pod- i nadciśnieniem powietrza. Parametry sygnału wibroakustycznego są wówczas zdeterminowane jedynie procesami przebiegającymi w danym, badanym cylindrze i pozbawione wpływu składowych wynikajacych z realizacji procesu spalania, wymiany ładunku, pracy innych zespołów silnika itp. Metoda ta jednak nie może być stosowana w bieżącej eksploatacji silnika do ciągłej diagnostyki układu. Na skutek sił tarcia pierścieni tłokowych o gładź cylindra powstają drgania wzdłużne tulei. Parametry tego sygnału mogą być wykorzystane w diagnostyce. Szczególnie przydatne byłyby one do wczesnego wykrywania stanów przedawaryjnych (przedzatarciowych) układu tłokcylinder.

3.1. Drgania wzdłużne tulei cylindrowej w diagnostyce układu tłok-tuleja

Na tuleję cylindrową działa między innymi zmienna w czasie siła osiowa N, ściskająca i rozciągająca ją, równomiernie rozmieszczona wzdłuż warstwy środkowej o promieniu R. Wywoła ona w dowolnym przekroju siłę równą N/(2·R), która spowoduje powstanie drgań wzdłużnych tulei.

Jako uproszczony model układu, w którym generowane są drgania wzdłużne można przyjąć belkę zamocowaną w podporach jak na rysunku 1. Belka obciążona jest siłą styczną T. Siła ta jest zmienna z okresem wynikającym z prędkości obrotowej silnika. Pod wpływem siły T pręt zaczyna drgać. W okresie występujących częstotliwości mieszczą się również częstości drgań własnych pręta. Równanie ogólne, które opisuje to zjawisko ma postać [12]:

$$\frac{\mathrm{d}^2 X}{\mathrm{d}l^2} + \frac{\omega^2}{a^2} \cdot X = 0 \tag{1}$$

gdzie:

$$e^{2} = \frac{E}{\rho}$$

а

ω - prędkość kątowa drgań,
 X – funkcja zmiennej l,

E – moduł sprężystości Younga,

ρ - masa właściwa.



Rys.1. Model układu pierścień-tuleja cylindrowa λ_1 – wydłużenie tulei cylindrowej w wyniku działania siły tarcia

Proces generowania drgań wzdłużnych tulei cylindrowej wynika z warunków pracy układu pierścień-tuleja cylindrowa i jest zdeterminowany przez rodzaje tarcia i zużycia oraz szybkość ślizgania się pierścienia po tulei. Warstwa wierzchnia elementów pary pierścień –tuleja po obróbce mechanicznej posiada chropowatość jak na rysunku 2a.

W trakcie docierania dochodzi do ścierania wierzchołków nierówności wygładzania i powierzchni styku (rys.2b.). Występuje metaliczny styk wierzchołków chropowatości na małej powierzchni (duże naciski jednostkowe). Następuje wyrywanie ścierne przez ziarna umocowane i wykruszone, oraz rozrywanie szczepień adhezyjnych. Ро dotarciu dominujaca role odgrywają zjawiska utleniania ciernego, a sczepianie adhezyjne jest znikome. Następuje poprawa warunków smarowania oraz ilościowe i jakościowe zmniejszenie zużycia. Na podstawie przebiegu procesu docierania i pracy po dotarciu, można określić prawdopodobny obraz drgań wzdłużnych tulei cylindrowej:

- dla etapu docierania generacja drgań o dużej częstotliwości i nie zbyt dużej amplitudzie,
- dla obszaru pracy po dotarciu widmo drgań w postaci szerokopasmowego szumu losowego.

Inny będzie natomiast obraz drgań dla poszczególnych etapów zacierania:

- etap pierwszy w którym następuje ścieranie i stapianie wierzchołków nierówności wchodzących w styk metaliczny (rys.3), spowodowane miejscowym zerwaniem filmu olejowego – harmoniczne o bardzo wysokiej częstotliwości i niezbyt dużej amplitudzie (hałas na granicy słyszalności, ultradźwięki),
- etap drugi w którym niedostateczne smarowanie uniemożliwia przywrócenie filmu olejowego, co powoduje odrywanie, stapianie i zgrzewanie całych mikronierówności – harmoniczne o znacznie mniejszej częstotliwości ale większej amplitudzie,

 etap trzeci – w którym wydzielające się ciepło powoduje kasowanie luzów między tłokiem i tuleją i w efekcie następuje zakleszczanie tłoka w tulei – harmoniczne o niskiej częstotliwości ale bardzo wysokiej amplitudzie.

Zgodnie z wynikami badań [5], prawidłowo pracujący węzeł cierny jest źródłem drgań o częstotliwości rzędu 2÷15 kHz, natomiast pojawianiu się oznak sczepiania adhezyjnego towarzyszy spadek częstotliwości drgań do około 200÷500 Hz.

Z powyższych rozważań wynika, że siły tarcia pierścieni o tuleję cylindrową wzbudzają w niej drgania wzdłużne, których amplituda i częstotliwość zależą od wielkości siły tarcia, a więc charakteryzują jakość współpracy tłoka z tuleją. Wydaje się więc, że obok omawianych wyżej metod diagnostycznych układu tłokowo-cylindrowego, szybką i pewną informację o współpracy pierścienia z gładzią tulei (w szczególności do wykrywania stanów przedzatarciowych) może dać pomiar parametrów drgań wzdłużnych tulei.



Rys.2. Zmiana chropowatości powierzchni przy docieraniu (na podstawie [7])

a - chropowatość wyjściowa, b – chropowatość po prawidłowym dotarciu, R_{max} – maksymalna wysokość chropowatości.



Rys.3. Charakter styku powierzchni pierścienia tłokowego i gładzi tulei cylindrowej przy zacieraniu

u – prędkość ślizgania, T – siła tarcia,

N – nacisk pierścienia na gładź tulei,

A – styk metaliczny powierzchni pierścienia i gładzi tulei.

4. WSTĘPNE STANOWISKOWE BADANIA WŁASNE

4.1. Opis stanowiska badawczego

Na stanowisku badawczym, będącym maszyną tribologiczną symulującą współpracę pierścieni tłokowych z tuleją cylindrową przeprowadzono badania rozpoznawcze odnośnie przydatności parametrów drgań wzdłużnych tulei cylindrowej do rozpoznawania warunków tribologicznej współpracy tych elementów.

Odwzorowanie warunków pracy uzyskano poprzez:

- dobór materiału próbki (pierścień tłokowy),

- dobór materiału przeciwpróbki (tuleja cylindrowa),
- dobór oleju cylindrowego,
- tulei oraz temperatury pracy. w tym siły Schemat stanowiska pokazano na rysunku 4.
- dobór parametrów pracy układu, w tym siły docisku pierścienia do gładzi tulei cylindrowej,



Rys. 4. Schemat maszyny tribologicznej "Trybometr"

1 - układ korbowy z uchwytem wycinka pierścienia tłokowego, 2 - uchwyt wycinka tulei cylindrowej,
 3 - termopary, 4 - grzałka, 5 - króciec smarny, 6 - mechanizm dociskowy, 7 - przewód olejowy, 8 - lubrykator,
 9 - napęd lubrykatora, 10 - przekładnia pasowa napędu, 11 - silnik prądu stałego, 12 - rama nośna.,
 13 - wycinek tulei cylindrowej, 14 - czujnik przyspieszeń.

Stanowisko badawcze wyposażone jest w układ korbowo - tłokowy napędzany przez silnik elektryczny prądu stałego 11 poprzez przekładnię pasową 10. Fragment pierścienia tłokowego (wycinek) umieszczono w specjalnym uchwycie pełniącym rolę tłoka, który wykonuje ruch posuwisto-zwrotny po wycinku tulei cylindrowej (osadzona w uchwycie 2). Uchwyt z pierścieniem, za pomocą mechanizmu dociskowego 6 dopychany jest do gładzi tulei cylindrowej. Uchwyt wykonano w postaci specjalnej głowicy oklejonej tensometrami co pozwala na pomiar i rejestrację siły docisku i siły tarcia. Olej na powierzchnię tulei cylindrowej doprowadzany jest przez przewód olejowy 7 i króciec smarny 5 z lubrykatora 8. Grzałka 4 wykorzystywana jest do symulowania temperatury pracy a poziom temperatur kontrolowany jest termoparami 3. Na dolnym, wolnym końcu tulei cylindrowej umieszczono czujnik przyspieszeń 4332 firmy Brüel i Kjaer do pomiaru drgań wzdłużnych.

4.2. Plan badań wstępnych, przebieg badań

Badania wstępne przeprowadzono według następującego schematu;

- przygotowanie stanowiska badawczego, w tym fragmentu pierścienia i tulei cylindrowej, cechowanie termopar, tensometrycznego uchwytu pierścienia i lubrykatora,

średniej prędkości ruchu pierścienia względem

- wyznaczenie częstotliwości drgań własnych tulei cylindrowej,
- przeprowadzenie badań w warunkach poprawnego smarowania gładzi tulei cylindrowej,
- przeprowadzenie badań w warunkach złego smarowania gładzi tulei cylindrowej – zacieranie układu.

4.2.1. Przygotowanie stanowiska badawczego

Do badań przygotowano fragment pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej. Wykonano je z elementów rzeczywistych stosowanych w silnikach okrętowych., wycinając fragmenty i nadając im ostateczny kształt użytkowy. Pozwoliło to na uzyskanie skojarzenia materiałowego typowego dla okrętowego silnika tłokowego.

Fragment pierścienia ma następujące podstawowe właściwości:

- twardość HB 1900÷2300 N/mm²,
- moduł Younga $E = 11 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$,
- wytrzymałość na zginanie $Rg = 550 \text{ N/mm}^2$,
- powierzchnia robocza $F = 7,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$,
- struktura: płatki grafitu, cienka warstwa perlitu
- i sorbitu, siatkowa eutektyka fosforowa.

Fragment tulei cylindrowej ma następujące podstawowe właściwości:

- twardość HB 235 N/mm²,

- wytrzymałość na zginanie $Rg = 450 \text{ N/mm}^2$,

- wytrzymałość na rozciąganie $R_r = 588 \text{ N/mm}^2$,

- powierzchnia robocza $F = 4,72 \cdot 10^{-3} m^2$,

- struktura perlityczno-ferrytyczna, grafit

drobnoziarnisty.

Przygotowanie stanowiska obejmowało również cechowanie wszystkich układów pomiarowych.

4.2.2. Wyznaczenie częstotliwości drgań własnych tulei cylindrowej

Częstotliwość drgań własnych tulei cylindrowej wyznaczono dwoma metodami:

 poprzez pomiar pobudzonego do drgań elementu nieobciążonego wymuszeniami,

- na drodze obliczeniowej.

W pierwszym przypadku drgania zmierzono pobudzając tuleję impulsem, który w momencie pomiaru zredukowany jest do zera. Pomiar wykonano dla tulei swobodnie zwisającej oraz zamocowanej w uchwycie stanowiska badawczego otrzymując następujące rezultaty:

 $\omega_1 = 4000 \text{ s}^{-1} - \text{tuleja swobodna},$

 $\omega_2 = 5000 \text{ s}^{-1} - \text{tuleja zamocowana.}$

Częstotliwość drgań własnych wzdłużnych wyznaczono także obliczeniowo, korzystając z zależności [12]:

$$\omega_{n} = \frac{(2n-1)\cdot\pi}{2\cdot l} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

gdzie:

- 1 długość tulei cylindrowej,
- E moduł sprężystości Younga,

ρ – masa właściwa.

Otrzymano następujące wartości:

 $\omega_1 = 4598 \text{ s}^{-1}$ $\omega_2 = 12577 \text{ s}^{-1}$ $\omega_3 = 20962 \text{ s}^{-1}$ $\omega_4 = 29347 \text{ s}^{-1}$

4.2.3. Przebieg badań i wyniki

Badania przeprowadzono w ustalonych, tych samych warunkach (predkość obrotowa i obciażenie), zarówno podczas normalnej współpracy pierścienia z tuleją cylindrową (właściwe smarowanie), jak i podczas zacierania układu. Podstawowe parametry rejestrowane to: drgania wzdłużne tulei cylindrowej, siła docisku pierścienia do tulei i siła tarcia. Na tym, wstępnym etapie badań obserwowano sygnał drganiowy na oscyloskopie oraz wykonano wstępną analizę widmową sygnałów drganiowych, traktowaną jako analiza porównawcza, bez określania wartości szczegółowych.

Obserwacja oscyloskopowa daje wiele interesujących spostrzeżeń. Podczas normalnej pracy poprawnie smarowanego skojarzenia pierścień-tuleja cylindrowa obwiednia sygnałów drganiowych przypomina swoim charakterem połówkę sinusoidy, o bardzo regularnym, powtarzalnym kształcie. W trakcie zacierania, w pierwszej fazie, występuje zwiększona stromość narastania sygnału z tendencją do logarytmicznego opadania. Z upływem czasu następuje wypełnienie sygnału szumem oraz jego znaczny wzrost w przestrzeniach miedzy "sinusoidami". Wejście pary pierścień tłokowytuleja cylindrowa w fazę zacierania spowodował wyraźny wzrost wartości siły tarcia pomiędzy pierścieniem i tuleją , a brak istotnych zmian w przebiegu siły docisku pierścienia do gładzi tulei cylindrowej (rysunki 5 i 6).



Rys. 5. Przebieg zmian siły nacisku pierścienia na tuleję cylindrową i siły tarcia w układzie podczas prawidłowego smarowania

DIAGNOSTYKA'35 WITKOWSKI, wykorzystanie parametrów drgań wzdłużnych tulei cylindrowych...



Rys. 6. Przebieg zmian siły nacisku pierścienia na tuleję cylindrową i siły tarcia w układzie podczas zacierania

Analizy zarejestrowanych sygnałów drgań wzdłużnych tulei cylindrowej poddano wstępnej obróbce. Nie stwierdzono sygnałów zafałszowanych na przykład zanikiem lub zbytnim tłumieniem, Stwierdzono również, że sygnał zarejestrowany podczas prawidłowej współpracy pierścienia z tuleją cylindrową jest losowy, normalny i stacjonarny. Nie zawiera więc przebiegów okresowych. Przy zacieraniu wzrasta wartość skuteczna sygnału drganiowego, a więc naruszony zostaje warunek stacjonarności.

W celu zestawienia wyników na jednym wykresie, wyznaczono wspólny poziom zerowy. Na rysunku 7 zestawiono przebieg widma podczas pracy poprawnej oraz w trakcie zacierania układu.

Przeprowadzona analiza wykazuje wyraźny wzrost (ponad 10 dB) amplitudy widma w zakresie częstotliwości 4500÷5500 Hz oraz 9000÷10000 Hz. Przeprowadzono również analizę sygnału w niższych pasmach częstotliwości do 2500 Hz, która wykazała że zachodzące zmiany mają charakter wąskopasmowego szumu losowego.

5. WNIOSKI

1. Układ tłokowo-cylindrowy wysokoprężnego silnika okrętowego funkcjonuje w bardzo trudnych warunkach, które związane są ze znacznymi obciążeniami cieplnymi i mechanicznymi oraz kinematyką ruchu posuwisto-zwrotnego. Ma to łącznie istotny wpływ na warunki smarowania układu. 2. Ogólny stan diagnostyki układu tłok-cylinder silników okrętowych jest niezadawalający, chociaż istnieje szereg przykładów wdrażania na statki rozwiązań technicznych, zmierzających do poprawy tego stanu.

3. Jedną z metod która mogłaby skutecznie wspomóc diagnostykę tego układu jest wibrodiagnostyka wykorzystująca analizę drgań wzdłużnych tulei cylindrowych.

4. Wyniki badań wstępnych przeprowadzonych na stanowisku pozwalają stwierdzić, że drgania wzdłużne tulei cylindrowej mogą być wykorzystywane w diagnostyce układu tłokowocylindrowego okrętowego silnika spalinowego i służyć do wczesnego wykrywania stanów przedzatarciowych.

5. Wystarczającym warunkiem uzyskania informacji właściwej diagnostycznej iest przeprowadzenie analizy widmowej w określonym paśmie czestotliwości. Należy jednak pamietać, że omawiane badania nie były przeprowadzone na obiekcie rzeczywistym - okrętowym silniku tłokowym, ale na stanowisku stanowiącym jedynie możliwie wierne odwzorowanie układu tłokowocylindrowego. W eksperymencie nie występowało więc szereg zakłóceń dodatkowych pochodzących od innych elementów silnika i jego węzłów funkcjonalnych.

6. Dopiero po przeprowadzeniu kompleksowych badań na obiekcie rzeczywistym i uzyskaniu wiarygodnych danych z pomiaru drgań wzdłużnych tulei cylindrowej silnika okrętowego można będzie mówić o przydatności tej metody w diagnostyce.
DIAGNOSTYKA'35 WITKOWSKI, wykorzystanie parametrów drgań wzdłużnych tulei cylindrowych...



Rys. 7. Zmiany widma sygnału wibroakustycznego w warunkach prawidłowego smarowania (krzywa 2) i podczas zacierania (krzywa 1)

LITERATURA

- [1] Berle M.: *Diagnostic system for diesel engines*. Sulzer Technical Review, No 7, 1976
- [2] Fankhauser S., Svimbersky K., Wegle M., Oderbolz S.: Advances in Engine Management Systems, biuletyn firmy SULZER 1994 r.
- [3] Geist M.: Sulzer RTA-8T engines: compact twostrokes for tankers and bulk carriers, Technology Review, Wärtsilä NSD Switzerland Ltd, 1998 r.
- [4] Kosteckij B.I.: Strukturo-energeticzeskaja teoria trenija i iznosa. Tribołogia i efektiwnost na proizwodstwo. Sofia 1977.
- [5] Kosteckij B.I., Zaporożec W.W.: Analiza spektra kolebani pri wniesznijem trenii. Teoria trenija i iznosa, Nauka, Moskwa 1965.
- [6] Ostergard A., Fisher P.: B&W condition check system CC-10 for 2-storke K-GF diesel engines. Proceeding of 2-nd IFAC/IFIP Symposium, Washington 1976.
- [7] Sadowski J.: Kryterium zacierania adhezyjnego powierzchni metali. Zagadnienia eksploatacji maszyn, 3/1980.

- [8] Solski T., Ziemba S.: Zagadnienia tarcia suchego. PWN, W-wa 1965.
- [9] Włodarski J.K.: Tłokowe silniki spalinowe procesy tribologiczne. WKiŁ, W-wa 1982.
- [10] Prospekt firmowy JOWA i EUB Institut CDS Diagnostic Systems.
- [11] Witkowski K.: Stan diagnostyki okrętowych silników tłokowych. Diagnostyka'34, 2005 r, str. 85-92.
- [12] Walczak.J., Piszczek K.: Drgania w budowie maszyn". PWN, W-wa 1982 r.



Kazimierz WITKOWSKI ur. w 1955 r. Doktor nauk technicznych, adiunkt w Katedrze Siłowni Okrętowych Akademii Morskiej w Gdyni. Jego zainteresowania obejmują zagadnienia z zakresu eksploatacji i diagnostyki okrętowych silników spalinowych.