

Polskie
Towarzystwo
Diagnostyki
Technicznej

afiliowane przy

Wydziale Nauk
Technicznych
Polskiej Akademii Nauk

Diagnostyka

ISSN 641-6414



3rd INTERNATIONAL CONGRESS of TECHNICAL DIAGNOSTICS

DIAGNOSTICS ' 2004

SEPTEMBER 6 - 9, 2004

Poznań, POLAND

VOL. 30
tom 1
2004 r.

REFERAT WPROWADZAJĄCY

CEMPEL Czesław - <i>Short History of Diagnostics and Diagnostic Congresses in Poland</i>	3
--	---

PUBLIKACJE KONGRESOWE

ADAMKIEWICZ Andrzej - <i>Diagnozowanie okrętowych turbinowych silników spalinowych z zastosowaniem metod statystycznych</i>	5
BANASZEK Sławomir - <i>Analiza wpływu propagacji pęknięcia wirnika na stan dynamiczny dużej maszyny energetycznej</i>	9
BARCZEWSKI Roman - <i>Uśrednianie multisynchroniczne (msa) – diagnostycznie zorientowana metoda analizy sygnałów wibroakustycznych</i>	13
BARCZEWSKI Roman, SZYMAŃSKI Grzegorz - <i>Zastosowanie selekcji czasowo-widmowej sygnału drganiowego do oszacowania luzów zaworów silnika spalinowego o ZS</i>	18
BARSZCZ Tomasz - <i>Diagnostyka aktywna w układach regulacji turbin</i>	23
BARSZCZ Tomasz, CZOP Piotr - <i>Modelowanie elementów układów regulacji turbin parowych do zastosowań diagnostycznych</i>	27
BARTELMUS Walter - <i>Supporting Diagnostic inference by mathematical modelling from one-stage to planetary gearbox systems</i>	31
BARTELMUS Walter, ZIMROZ Radosław - <i>Wady i zalety analiz: cepstrum, widmo obwiedni i bispectrum w diagnostyce wielostopniowych przekładni zębatych</i>	39
BARZDAITIS Vytautas, JONUŠAS Remigijus, DIDŽIOKAS Rimantas, BARZDAITIS Vytautas - <i>Absolute and Relative Vibration Inconsistencies an Dynamic Analysis of High Power Turbogenerator Rotating System</i>	45
BARZDAITIS Vytautas, ŽEMAITIS Vytautas, ŽEBELYS Kestutis, POCIUS Zigmantas, MAŽEIKA Pranas - <i>Condition Monitoring of Roller Bearings Using Different Diagnostic Methods</i>	53
BATKO Wojciech, MIKULSKI Andrzej - <i>Transformata falkowa w diagnozowaniu urządzeń wyciągowych</i>	61
BELŻOWSKI Andrzej, RECHUL Zdzisław, STASIEŃKO Jan - <i>Wpływ niskoenergetycznych uszkodzeń udarowych na wytrzymałość laminatu wzmocnionego tkaniną</i>	69
BEMKE Ireneusz, ZIELONKO Romuald - <i>Zastosowanie transformacji falkowej do bezkontaktowej detekcji pęknięcia szyby</i>	73
BIELAWSKI Piotr Jan - <i>Diagnozowanie metodami drganiowymi agregatów maszyn z mechanizmem tłokowo-korbowym</i>	79
BOROWCZYK Henryk - <i>Synteza diagnostycznego modelu układu sterowania z wykorzystaniem metod identyfikacji i wielowartościowego kodowania</i>	83
BUBULIS Algimantas, JURENAS Vytautas, ZEBELYS Kestutis - <i>Condition Assessment of the Low Speed Hydroturbine</i>	87
CEMPEL Czesław - <i>Multi Symptom Condition Monitoring of a Critical Mechanical Systems as a First Approach to Design Condition Inference Agent (CIA)</i>	91
CHALAMOŃSKI Mariusz - <i>Równomierność ruchu tłoka silownika hydraulicznego</i>	97
CHARCHALIS Adam - <i>Wielosymptomowy system diagnozowania okrętowych turbinowych silników spalinowych</i>	101
CHARCHALIS Adam, WIRKOWSKI Paweł - <i>Badania eksploatacyjne okrętowych turbinowych silników spalinowych</i>	106
CHOLEWA Wojciech - <i>Modele odwrotne i modelowanie diagnostyczne</i>	111
CIEŚLIK Jacek - <i>Nateżenie dźwięków strukturalnych w diagnostyce nieciągłości elementów konstrukcyjnych</i>	115
CZAJA Zbigniew - <i>Wejściowo-wyjściowa metoda detekcji uszkodzeń w elektronicznych układach analogowych uwzględniająca tolerancje elementów</i>	119
CZECHYRA Bartosz, SZYMAŃSKI Grzegorz, TOMASZEWSKI Franciszek - <i>Odwzorowanie procesu spalania w sygnale drganiowym tłokowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym</i>	123
DĄBROWSKA-KAUF Grażyna - <i>Efektywność procesów diagnostycznych obiektów technicznych w przedsiębiorstwach sektora energetycznego</i>	127
DĄBROWSKI Zbigniew - <i>Wykorzystanie symptomów nieliniowych w diagnostyce technicznej</i>	131
DOBRY Marian Witalis - <i>Energetyczna metoda diagnostyki technicznych i inteligentnych biologiczno-technicznych systemów oraz jej zastosowania</i>	137
DOBRY Marian Witalis, GRYGOROWICZ Magdalena - <i>Energetyczna transmitancja struktury biodynamicznej człowieka poddanego działaniu wibracji ogólnej</i>	147
DOBRY Marian Witalis, WOJSZNIS Małgorzata - <i>Oddziaływanie drgań miejscowych na organizm ludzki – ocena analizy dynamicznej i energetycznej</i>	151
DRAGILYEV Andriy, SAVULA Stepan, BANAKHEVYCH Yuriy, OSADCHUK Vasyl, KYCHMA Andriy - <i>Diagnostics of Residual Technological Stress in Circumferential Welds in Pipelines</i>	155

DYBAŁA Jacek, RADKOWSKI Stanisław - <i>Geometryczna metoda selekcji informacji diagnostycznej</i>	159
DZIURDŹ Jacek - <i>Separacja składowych widmowych w zadaniu identyfikacji modelu nieliniowego</i>	163
FIDALI Marek - <i>Identyfikacja stanu technicznego na podstawie analizy trajektorii stanu w przestrzeni cech głównych</i>	167
FIGLUS Tomasz, WILK Andrzej - <i>Zastosowanie metod wibroakustycznych do diagnozowania złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatych</i>	171
GAJEK Andrzej - <i>Stanowiskowa metoda diagnozowania układów przeciwblokujących samochodów osobowych</i>	175
GAŁKA Tomasz - <i>Diagnozowanie stanu układów przepływowych maszyn wirnikowych na podstawie symptomów drganiowych</i>	179
GARDULSKI Janusz, WARCZEK Jan - <i>Zastosowanie transformaty falkowej do wyznaczania parametrów diagnostycznych elementów zawieszonych samochodowych</i>	183
GIBIEC Mariusz, MIĘKINA Lucjan - <i>Wykorzystanie pomiarów akustycznych do oceny stanu maszyn elektrycznych</i>	187
GOLEC Zdzisław, GOLEC Maria, ŁAPKA Wojciech - <i>Diagnoza hałasu środowiska gminy Murowana Goślina</i>	191
GRUDZIŃSKI Jan, RADKOWSKI Stanisław, SZCZUROWSKI Krzysztof - <i>Diagnostyka powstawania uszkodzeń w elementach sprężonych</i>	195
IWANIEC Joanna - <i>The Application of Regularisation Methods to Analysis Of Structure Dynamics</i>	199
IWANIEC Marek - <i>Metody nieinwazyjnego pomiaru prenatalnego kardiogramu ptasich embrionów</i>	203
JASIŃSKI Marcin, RADKOWSKI Stanisław - <i>Zastosowanie składowych głównych w diagnozowaniu maszyn</i>	207
JASIŃSKI Ryszard - <i>Działanie podzespołów sterujących układów hydraulicznych w niskich temperaturach otoczenia w warunkach zasilania gorącym czynnikiem roboczym</i>	211
JAVORSKI Ihor, ISAYEV Ihor, NICHOGA Vitalij, TROKHIM George, GRUDZIŃSKI Eugeniusz - <i>Statistical Analysis of Rail Electromagnetic Testing Signals</i>	217
JAWORSKI Igor, MYCHAJLYSZYN Wiktor - <i>Koherentna analiza widmowa okresowo skorelowanych losowych sygnałów wibracji łożysk tocznych</i>	221
KALIŃSKI Krzysztof J. - <i>A Surveillance of Dynamic State of the Slender end Milling Process</i>	225
KAHSIN Maciej, OLSZEWSKI Henryk, WALCZYK Zbigniew, MIŚCICKI Mirosław - <i>Analiza dynamiczna turbozespołu energetycznego jako podstawa do zmiany jego konstrukcji</i>	229
KAŹMIERCZAK Henryk, PAWŁOWSKI Tadeusz - <i>Analiza destrukcji maszyny metodą analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych</i>	237
KICIŃSKI Jan - <i>Model Based Diagnostics – Today and Tomorrow</i>	241
KICIŃSKI Jan - <i>Non-Linear Vibrations as a New Diagnostic Tool - Crack Detection Example</i>	249
KLEKOT Grzegorz, DEUSZKIEWICZ Piotr - <i>Analiza możliwości wykorzystania sygnału akustycznego do monitorowania stanu przejeżdżających pojazdów</i>	257
KLEPKA Andrzej, UHL Tadeusz - <i>Zastosowanie wielorozdzielczej analizy sygnałów do diagnostyki układów mechanicznych</i>	261
KOHUT Piotr, KUROWSKI Piotr - <i>Wykorzystanie systemów wizyjnych do przeprowadzenia analizy modalnej konstrukcji</i>	265
KOMORSKA Iwona - <i>Nieliniowy model dynamiczny układu przeniesienia mocy jako narzędzie diagnozowania błędów osiowania</i>	271
KORBICZ Józef - <i>Trendy i problemy w diagnostyce procesów</i>	275
KORCZEWSKI Zbigniew - <i>Zastosowanie metod analizy czasowej i widmowej do identyfikacji procesów gazodynamicznych w układzie spalin wylotowych silnika okrętowego z turbodoładowaniem</i>	287
KOŚCIELNY Jan Maciej, BARTYŚ Michał - <i>Models In Diagnostics Of Industrial Processes</i>	291
KOWALAK Janina - <i>Wpływ obrotów wału na poziom drgań węzła łożyskowego</i>	297
KUPIEC Jerzy, ŚLASKI Grzegorz - <i>Błędy w ocenie zdolności tłumienia amortyzatorów przy badaniu z wykorzystaniem wskaźnika Eusama</i>	301

Short History of Diagnostics and Diagnostic Congresses in Poland

CEMPEL Czesław¹

Machinery diagnostics, or machine condition monitoring is relatively new science and technology of condition assessment of machines and mechanical equipment and systems. It arise in early 70 ties of a last century as accumulation of practical knowledge, so, as a **technology** of condition assessment of critical machines in operation, carried out without a need to stopping them. It was done at that time mostly by observing and measuring its temperature, noise and vibration. All colleagues involved in this area remember famous **VDI** norm VDI2056 (Verein Deutsches Ingenieure), and norms of **IRD Mechanalysis Inc.** They remember also the famous first American book of **Blake M P** and **Mitchell W S**, *Vibration and Acoustic Measurements Handbook* (Spartan Books 1972), very practical but with no theory, because at that time there was no theory in diagnostics at all. Also there was at that time the famous book of Russian origin by **Pavlov B V**, *Acoustic Diagnostics of Machinery*, issued in Moscow in 1971, with the beginnings of some explanations; **what, why and when** in diagnostics. This was the beginning of machine condition monitoring practice in industry, and it stimulated the rational and scientific thinking, *why it is so, and how to improve this way of reasoning?*

This new area of activity in industry and Universities was noted as the fact, also in Poland, and as a results we have had all country **First Scientific Workshop** on condition monitoring in 1973, organized by famous team of late Prof. L. Mueller. Since than, the area of vibration condition monitoring was growing rapidly. There was a need to organize more courses and meetings, and in 1977 the formal **Diagnostic Group** was established within **Mechanical Engineering** Academy of Science. Personally, as a young associate professor I was involved in this activity from the beginning, so, there was a call to me to lead this Group. We have had meetings every quarter of the year, with some lectures and exchange of ideas, and once per year, or every two years, we have organized so called **Diagnostic Schools**. The first School was held in 1977 in Biały Bór near the Baltic coast, and the last X-th in 1992 in Zajęczkowo near Poznań. In the meantime, several other Diagnostic Conferences has been established, mostly devoted to diagnostics of some branch of industry, or some type of equipment, like internal combustion engines, or heavy machinery.

The scope and area of condition monitoring application was large, so it was a motion to establish **Polish Society of Diagnostic Engineering**, which take place in 1990, with all country membership over 150. But political changes in Poland, and change from the planned economy to so called "**free market**" and fundamental capitalism (as George SOROS has

¹President of Congress Scientific Committee, Poznań University of Technology,
email: czeslaw.cempel@put.poznan.pl

named it) put large enterprises into great financial and organizational troubles. Hence, the need for condition monitoring in Polish industry has been **diminished** greatly. Now, there is some small market for condition monitoring implementation in industry, but mostly we are engaged in a teaching of diagnostics, and the small money research financed by State Research Committee in Poland. Even that, the diminishing of scope and need for diagnostics, Polish Society of Diagnostic Engineering has organized in September 17 – 20, 1996, the **I International Congress on Diagnostics** in Gdańsk, with over 350 participants, 11 exhibitors, 8 invited lectures and 24 plenary lectures. There were 140 published contributed papers in a 3 Volumes Congress Proceedings, and 108 of them were delivered in the poster form. Also during the Congress 7 dedicated courses on Condition Monitoring of some special equipment was given.

As usually social part of Congress for participants and accompanied person was very well organized, showing some interested places and events of a Baltic coast and Gdańsk.

The great response to the first Congress was the reason for the organization of the **II International Congress on Diagnostics** in Warsaw, September 19 –22. This time, there were over 110 participants, some from abroad. There were 7 plenary sessions with 36 invited lectures, and 4 poster sessions with 87 stands. Two Volumes of Congress Proceedings was edited together with accompanied Compact Disc. And as before, there were social part of the Congress showing some best places and events of Warsaw as great city, and the Polish capital.

And now we are at the beginning of the **III International Congress on Technical Diagnostics**, this time held in **Poznań** in **September 6 – 9, 2004**. And currently we have over 110 participants, 108 lectures, and 6 exhibitors. We have 16 plenary papers, over 92 session papers and two panel discussions devoted to some important issues of diagnostics. Social part of our meeting, this time connected with the folklore of Grand Poland region is also planned.

We can say at the beginning that the organization of this Congress was the response to the need of professional associations in Poland also in neighboring countries. On behalf of these and Scientific Committee of the Congress I wish all participants the fruitful discussions and emerging new brilliant ideas, as the result of this meeting. I wish also a pleasant stay in Poznań and beautiful region of Grand Poland.

Thank you for coming and being with us.

Czesław CEMPEL

DIAGNOZOWANIE OKRĘTOWYCH TURBINOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH Z ZASTOSOWANIEM METOD STATYSTYCZNYCH

Andrzej ADAMKIEWICZ

AKADEMIA MARYNARKI WOJENNEJ, Wydział Mechaniczno-Elektryczny,
Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętu, ul. Śmidowicza 69, 81-103 Gdynia, e-mail: aadam@amw.gdynia.pl

Streszczenie

Referat prezentuje statystyczną metodę przetwarzania wyników eksploatacyjnych pomiarów parametrów pracy w diagnozowaniu okrętowych turbinowych silników spalinowych. Wartości zmiennych jednej sekwencji czasowej obserwacji przyporządkowane są losowym zakresom obciążeń silników. Powoduje to konieczność przetwarzania wyników pomiarów w celu stworzenia warunków porównywalności estymowanych wartości parametrów na jednakowych zakresach obciążeń silników z wartościami dopuszczalnymi. Badając związki między zmiennymi zastosowano metodę funkcji opisującej do diagnozy chwilowej. Przedstawiono algorytm zastosowania elementów analizy regresji do diagnozy chwilowej oraz wybrane wyniki badań.

Słowa kluczowe: okrętowy turbinowy silnik spalinowy, diagnoza, parametry pracy, modele regresji.

DIAGNOSING MARINE GAS TURBINE ENGINE WITH THE APPLICATION OF STATISTICAL METHODS

Summary

This paper presents a statistical method of transformation of experimental results of operational parameters for diagnosing marine turbine engines. Values of variables of one observation time sequence are assigned to random ranges of engine loads. It leads to the necessity of transformation of experimental results in order to obtain comparable conditions for the estimated values of parameters at engine load ranges equivalent to those of accepted values. A descriptive function for instant diagnosis have been used. Algorithm for application of elements of regression analysis and selected experimental results have been presented.

Keywords: marine gas turbine engine, diagnosis, operation parameter, regression model

1. WPROWADZENIE

Konieczność przejścia na dynamiczne sposoby utrzymania turbinowych silników spalinowych na okrętach dyktuje wdrożenie strategii eksploatacji według rzeczywistego stanu silników. Ograniczenie dostępu przez producentów do informacji o charakterystykach silników spowodowało poszukiwanie nowych metod wykorzystania parametrów pracy, zapewniających wiarygodną jednoznaczną diagnozę chwilową, lokalizację niesprawności oraz prognozowanie czasu, do osiągnięcia przez parametry wartości granicznych.

Referat przedstawia metodę przetwarzania wyników pomiarów zarejestrowanych w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych, dostosowaną do potrzeb diagnozy chwilowej, okrętowych turbinowych silników spalinowych. Integralną składową prezentowanej metody stanowi zastosowanie regresji wielokrotnej do estymacji predykcji w prognozowaniu stanu silników, co będzie przedmiotem oddzielnej publikacji.

2. METODA BADAŃ

Wybór momentu obserwacji parametrów pracy silników turbinowych wyznacza bieżąca realizacja zadań okrętu, a losowy charakter jej wyników jest konsekwencją: warunków atmosferycznych i hydrometeorologicznych w akwencie pływania, stanu charakterystycznego układu energetycznego okrętu w momencie obserwacji oraz oddziaływania czynników nie uwarunkowanych wykonywaniem funkcji użytkowych. Pomiarów wykonywane są podczas funkcjonowania układu energetycznego okrętu, a kolejne obserwacje rozdzielają różne okresy czasu. Uwarunkowania takie spowodowały konieczność specjalnego sposobu opracowania wyników pomiarów, uwzględniającego:

- eliminację wpływu zmiennych warunków eksperymentu na wyniki pomiarów,
- konieczność opisu wyników pomiarów parametrów pracy każdej obserwacji zależnością: parametr pracy jako funkcja mocy silnika,
- historię użytkowania w ocenie wpływu czasu, na wartości mierzonych parametrów.

Badania przeprowadzono dla temperatury spalin za turbiną, ciśnienia powietrza za sprężarką i ciśnienia paliwa za pompą wysokiego ciśnienia dwóch, jednowirnikowych silników pomocniczych typu GTU-6A układu energetycznego niszczyciela [1,2].

3. ELIMINACJA WPŁYWU ZMIENNYCH WARUNKÓW EKSPERYMENTU NA WYNIKI POMIARÓW

Wartości zmiennych w wieloelementowej próbie jednej sekwencji obserwacji przyporządkowane są losowym zakresom obciążeń silników. Powoduje to konieczność przetwarzania wyników pomiarów w celu stworzenia warunków porównywalności wartości parametrów sygnałów diagnostycznych z parametrami wzorcowymi, na jednakowych zakresach obciążeń silników.

W projektowych warunkach pracy okrętowy turbinowy silnik spalinowy jest zasilany paliwem spełniającym wymagania standardu wytwórcy oraz powietrzem o parametrach atmosfery wzorcowej zgodnie z ISO 2314. Minimalizację wpływu warunków środowiska okrętowego na wyniki badań zapewniono:

- w zakresie realizacji eksperymentu, zasilając wszystkie silniki paliwem i powietrzem o składzie i własnościach zalecanych przez wytwórcę,
- w zakresie opracowania wyników pomiarów:
 1. redukując wyniki pomiarów poszczególnych obserwacji, do parametrów atmosfery wzorcowej za pomocą związków wynikających z dynamicznego podobieństwa przepływów,
 2. stosując w opracowaniu wyników pomiarów i modelach silników normowane: zmienne stanu, moc i czas pracy.

Podczas k -tej obserwacji, dokonywano rejestracji wartości parametrów przy różnych, technicznie niepowtarzalnych mocach silników. Ich stan energetyczny definiowały niezależne parametry stanu, zmienne sterujące oraz parametry powietrza atmosferycznego, składające się na parametry sygnału diagnostycznego, w postaci:

$$P_{ekz} = \Omega_1(d_{1kz}, \dots, d_{ikz}, p_{0k}, T_{0k}, \theta_k) \quad (1)$$

gdzie dla mocy silników P_{ekz} wartości parametrów pracy oznaczono odpowiednio $d_{1kz}, d_{2kz}, \dots, d_{ikz}$.

4. DOBÓR FUNKCJI OPISUJĄCEJ OBSERWOWANE PARAMETRY

Celem zastosowania funkcji opisującej wyniki pomiarów parametrów pracy silnika turbinowego z jednej sekwencji czasowej jest:

- pozyskanie narzędzia do porównywania wartości parametru pracy na jednakowych mocach silnika: w stanie obserwacji i wzorcowym np. dopuszczalnym,
- ocena stopnia rozrzutu tegoż parametru i tworzenia korelacji z innymi parametrami.

Brak takich związków eliminuje parametr jako przydatny diagnostycznie.

Przyporządkowując mocy jeden parametr sygnału diagnostycznego określano powiązania między zaobserwowanymi wartościami poszczególnych parametrów i mocą silnika (d_{ik}, P_{ek}) w postaci funkcji regresji I stopnia. Jej obraz graficzny dla trzech wybranych parametrów pracy silnika jednowirnikowego, dla kilku kolejnych obserwacji indeksowanych normowanym czasem pracy, przedstawiono w pracy [2]. Przypisując wartościom zmiennych niezależnych średnie warunkowe zmiennej zależnej zdefiniowano zależności między analizowanymi zmiennymi w postaci [2,3]

$$\hat{D}_{ik} = f(P_e) = \alpha + \beta \bar{P}_{ei} + \varepsilon \quad (2)$$

gdzie:

\hat{D}_{ik} - zbiór wartości teoretycznych wyznaczonych dla mocy normowanej \bar{P}_e , która jest przybliżeniem wartości faktycznej,

α, β - parametry liniowej funkcji regresji,

ε - składnik losowy, wyrażający wpływ wszystkich czynników, które obok P_e wpływają na zmienną objaśnianą.

Bezpośrednio zależność taka w diagnostowaniu silników turbinowych jest nieprzydatna, a postać analityczna funkcji jest nieznana. Zmierzone wartości parametrów pracy dla ustalonej mocy silnika są zmiennymi niezależnymi. W bezdemontażowej diagnozie chwilowej, wartości parametrów pracy występujących w prawych stronach zależności (1) są porównywane z wartościami parametrów stanów dopuszczalnych

$$\mathfrak{R}_2(D_{k,dop}) \in D_k \times D_{dop} \quad (3)$$

i granicznych

$$\mathfrak{R}_2(D_{k,gr}) \in D_k \times D_{gr} \quad (4)$$

zgodnie z relacjami diagnostycznymi drugiego rodzaju. Jednak porównania te mogą być dokonywane jeżeli zapewniono:

- stały poziom zakłóceń, osiągnięty przez redukcję zmierzonych parametrów do wartości, jak przy parametrach atmosfery wzorcowej,
- jednakowe moce silników, najwygodniej takie same, dla jakich producent wyznaczył wartości dopuszczalne i graniczne parametrów.

O ile pierwsze wymaganie jest spełniane bez trudności przy przetwarzaniu wyników pomiarów, to realizacja drugiego powoduje konieczność opracowania metody budowy relacji II rodzaju [3,4]. Wstępnego doboru analitycznej postaci modeli regresji dokonywano na podstawie:

- źródeł poza statystycznych dotyczących badanej dziedziny zjawiska, np. na podstawie obrazu graficznego parametrów funkcyjnych, wyznaczonych przez producenta dla stanów wzorcowych silników,
- wykresu rozrzutu parametrów,

– analizy materiału statystycznego.

Obraz graficzny linii regresji podpowiada typ funkcji opisującej powiązanie między badanymi parametrami. Zapisana w ogólnej postaci zależność

$$\hat{d}_{ik} = f(a, b, \bar{P}_e) \quad (5)$$

może okazać się typu liniowego lub nieliniowego. Wartości parametrów funkcji liniowej szacowano na podstawie z – elementowej próby, składającej się z par obserwacji (d_{ik}, P_{eik}) , a poszukiwana funkcja regresji posiada wówczas postać

$$\hat{d}_{ik} = a + b\bar{P}_e + e_i \quad (6)$$

gdzie: a, b – parametry regresji, szacowane klasyczną metodą najmniejszych kwadratów [3,4],

$$e_i = d_i - \hat{d}_i - \text{zmienna losowa.}$$

Poszukując funkcji opisującej wyniki pomiarów parametrów pracy dla każdej serii pomiarowej, rozpatrywano liniowe modele regresji w postaci

$$\hat{d}_i = \hat{a} + \hat{b}\bar{P}_e \quad (7)$$

oraz nieliniowe, wykładnicze

$$\hat{d}_i = \hat{a} \exp(\hat{b}\bar{P}_e) \quad (8)$$

Zaletą modeli regresji (7) i (8), w odróżnieniu od innych typów, np. wielomianowych, potęgowych itp. modeli, jest dogodność fizycznej interpretacji wartości ich współczynników oraz najlepsza korelacja z wynikami eksperymentu. Zakładając początkowo, że czas pracy silników nie wpływa na wartości mierzonych wielkości w sekwencjach czasowych obserwacji, wyboru funkcji opisującej dokonywano po weryfikacji przyjętej hipotezy o postaci funkcji, kierując się wartościami [3,4]:

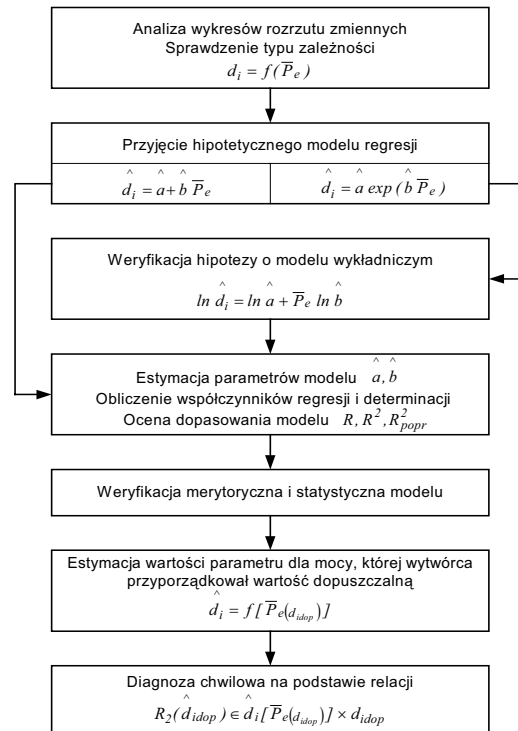
- współczynników korelacji liniowej Pearsona R ,
- współczynnika determinacji R^2 ,
- poprawionego współczynnika determinacji dla modeli nieliniowych, jako miary skorygowanej liczbą stopni swobody.

Dla każdej serii pomiarowej wyznaczono równanie opisujące zależność wartości parametru pracy od wartości mocy, zgodnie z przyjętym modelem. Weryfikacji hipotezy w przypadku doboru funkcji wykładniczej dokonywano dokonując jej linearyzacji przez logarytmowanie. Na rys. 1 przedstawiono zastosowany algorytm elementów analizy regresji dla serii pomiarowej jednej obserwacji. Otrzymane modele określone zostały dla stanu technicznego silników w chwili obserwacji. Wnioski wynikające z estymowanych przy ich pomocy relacji parametrów z wartościami dopuszczalnymi i granicznymi, mogą stanowić podstawę diagnozy chwilowej.

3. WYNIKI BADAŃ I PODSUMOWANIE

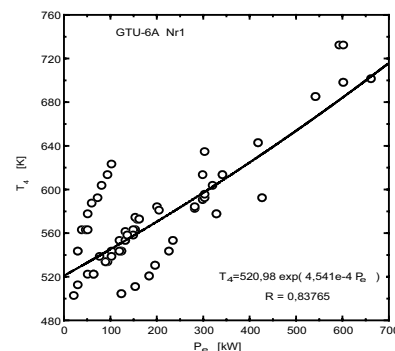
Niewielkie różnice wyznaczonych wartości współczynników regresji modeli liniowego i wykładniczego tej samej obserwacji oraz niepewności błędów estymacji ich parametrów spowodowały, iż

podjęto próbę poprawy wiarygodności oceny parametrów modeli, przez zastosowanie modeli uwzględniających historię użytkowania silników.



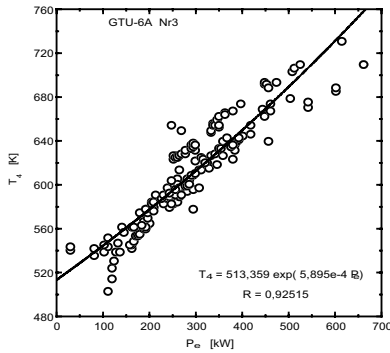
Rys. 1. Algorytm zastosowania elementów analizy regresji do diagnozy chwilowej

Zweryfikowana hipoteza postaci funkcji opisującej, jednakowa dla wszystkich serii pomiarowych każdego z parametrów sygnału diagnostycznego silnika była podstawą do doboru typu funkcji opisującej wyniki wszystkich obserwacji. Na rys. 2 – 6 przedstawiono graficznie dobrane typy modeli regresji, wraz z postaciami matematycznymi funkcji, o najwyższych wartościach współczynników korelacji.

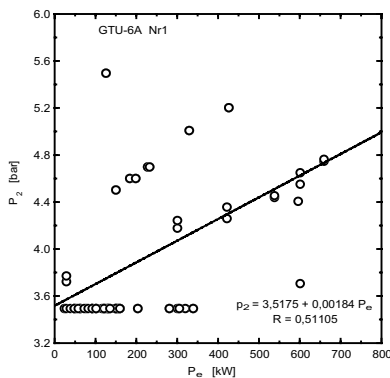


Rys. 2. Wykres opisujący rozrzut temperatury spalin za turbiną jako funkcji mocy silnika GTU – 6A Nr 1

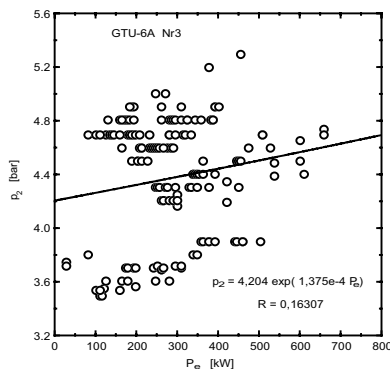
Najsilniejsze związki korelacyjne wykazała wśród nich temperatura spalin za turbiną, opisana funkcją wykładniczą i potwierdzona wynikami dla dwóch silników (rys. 2 i 3). Analizowane modele wykazały zdecydowanie słabsze związki korelacyjne ciśnienia powietrza za sprężarką przy czym dla silnika Nr 1 (rys. 4) okazał się nim model liniowy, dla silnika



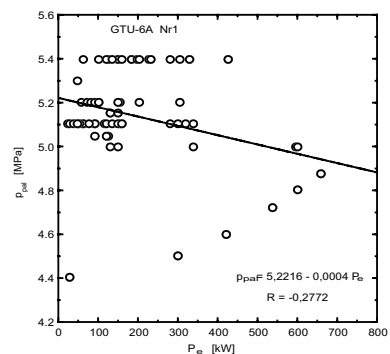
Rys.3. Wykres opisujący rozrzut temperatury spalin za turbiną jako funkcji mocy silnika GTU – 6A Nr 3



Rys.4. Wykres opisujący rozrzut ciśnienia powietrza za sprężarką jako funkcji mocy silnika GTU – 6A Nr 1



Rys. 5. Wykres opisujący rozrzut ciśnienia powietrza za sprężarką jako funkcji mocy silnika GTU – 6A Nr 3



Rys. 6. Wykres opisujący rozrzut ciśnienia paliwa za pompą wysokiego ciśnienia jako funkcji mocy silnika GTU – 6A Nr 1

Nr 3 wykładniczy (5). Mało przydatne w diagnozowaniu okazało się ciśnienie paliwa (rys. 6), ujawniając prawie całkowity brak związków korelacyjnych z mocą. Tym samym, zmierzone wartości parametrów pracy i uzyskane modele poświadczają najbardziej wiarygodną przydatność w diagnozowaniu temperatury spalin za turbiną, mniejszą ciśnienia powietrza za sprężarką oraz minimalną ciśnienia paliwa.

LITERATURA

- [1] Adamkiewicz A.: *Possibilities of marine gas turbine engine maintenance decisions based on regression analysis of measurements results of a chosen operational parameter*. Marine Technology Transactions, Polish Academy of Sciences, Branch in Gdańsk 2002, Vol 13.
- [2] Adamkiewicz A., Pakuła M.: *Temperatura spalin wylotowych jako ogólny parametr diagnostyczny okrętowych silników spalinowych*. Politechnika Radomska, Instytut Technologii Eksploatacji, Problemy Eksploatacji – Zeszyty Naukowe 4/2001, Radom 2001.
- [3] Bobrowski D.: *Probabilistyka w zastosowaniach technicznych*. WNT W-wa 1986.
- [4] Greń J.: *Statystyka matematyczna. Podręcznik programowany*. PWN, Warszawa 1987.



Andrzej ADAMKIEWICZ
dr inż., ukończył studia na Wydz. Technicznym Wyższej Szkoły Mar. Woj. w Gdyni, uzyskując w 1971 r. dyplom inżyniera elektro-mechanika. W latach 1971-1973 pełnił funkcję oficera mechanika na okręcie szkolnym Mar. Woj. W 1976 r ukończył specjalistyczne studia magisterskie II stopnia na Wydziale Budownictwa Okrętowego Akademii Marynarki Wojennej w Leningradzie, na kierunku: okrętowe napędy paro i gazo - turbinowe, po czym rozpoczął pracę na Wydziale Mechaniczno – Elektrycznym Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni. Doktoryzował się w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku (promotor prof. dr hab. inż. Jerzy Krzyżanowski), badając zagadnienie wpływu dwufazowego aerozolu morskiego na pracę okrętowego silnika turbospalinowego. Prowadzi zajęcia dydaktyczne z okrętowych turbinowych silników spalinowych. W latach 1991 – 2004 pełnił funkcję prodziekana ds. dydaktycznych WME AMW. Zainteresowania naukowe obejmowały zagadnienia eksploatacji turbinowych silników spalinowych w układach energetycznych okrętów. Opublikował cztery skrypty, podręcznik oraz ponad 70 artykułów i referatów w czasopiśmie krajowym i zagranicznym. Jest wice-prezydentem Rady Technicznej Polskiego Rejestru Statków w Gdańsku. Był współorganizatorem kilku konferencji naukowych, między innymi, takich jak: Kongres Diagnostyki Technicznej 1996 r., Inżynieria Łożyskowania 1999 r., Arbeitsgemeinschaft Turbomaschinen`2001.

ANALIZA WPLYWU PROPAGACJI PEKNIĘCIA WIRNIKA NA STAN DYNAMICZNY DUŻEJ MASZYNY ENERGETYCZNEJ

Sławomir BANASZEK

Instytut Maszyn Przepływowych im. R. Szwalskiego PAN, Zakład Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych
ul. Fiszera 14; 80-952 Gdańsk, tel. (+58) 3460881 w.264, fax: (+58) 3466144, e-mail: tolek@imp.gda.pl

Streszczenie

Praca przedstawia przebieg i wyniki badań symulacyjnych wpływu pęknięcia w wirniku turbosespołu energetycznego dużej mocy na jego stan dynamiczny. Rozważono niektóre możliwe przypadki osiowego (wzdłuż długości wirnika) i obwodowego umiejscowienia pęknięcia. Głębokość pęknięcia określono przez tzw. współczynnik pęknięcia, zwany również względną głębokością pęknięcia. Na podstawie wyników obliczeń prześledzono stany maszyny przy propagacji pęknięcia. Podjęto także próbę określenia wiarygodnego wyróżnika diagnostycznego pęknięcia wirnika.

Słowa kluczowe: pęknięcie, dynamika maszyn, maszyny wirnikowe, diagnostyka symulacyjna

THE ANALYSIS OF THE ROTOR CRACK PROPAGATION INFLUENCE ON THE LARGE POWER MACHINE DYNAMIC STATE

Summary

The paper presents the course and results of the rotor crack influence on the large power turbo-set dynamic state simulation research. Some chosen cases of the axial and circumferential crack position were taken into consideration. Crack depth has been described as a crack coefficient (relative crack depth). The calculations' results were base to research the machine dynamic states in relation to the crack propagation. The reasonable crack diagnostic indicator was tried to find.

Keywords: crack, machine dynamics, rotating machinery, simulation diagnostics

1. UWAGI WSTĘPNE

Zagadnienia wczesnego wykrywania imperfekcji materiałowych i konstrukcyjnych w maszynach wirnikowych stanowią przedmiot licznych publikacji od wielu już lat. Pomimo to wiele zagadnień ciągle pozostaje nierozwiązanych do końca. Dotyczy to zwłaszcza takich zagadnień jak sprzężone formy drgań nieliniowych wielopodporowych wirników spowodowanych np.: pęknięciem wału czy też kwestia określenia właściwego wyróżnika diagnostycznego takiego stanu [1]

W niniejszej pracy podjęto próbę określenia wpływu pęknięcia na stan dynamiczny dużej maszyny energetycznej, jaką jest turbosespół o mocy 200MW. W badaniach oparto się na symulacjach komputerowych. Jest to bowiem praktycznie jedyna metoda określenia symptomów tego typu defektu (propagacji pęknięcia) w tak dużych obiektach. Wykonanie czynnego eksperymentu na tego typu maszynie, wiążącego się przecież z nieodwracalnym zniszczeniem jej wirnika, byłoby praktycznie niemożliwe chociażby ze względu na koszty. Dostępne w literaturze dane eksperymentalne dotyczą na ogół bardzo małych i prostych (modelowych) obiektów, i trudno odnieść je, z uwagi na efekt skali i inną strukturę, do obiektów znacznie większych i złożonych [2].

Podjęta zostanie również próba wskazania wyróżnika diagnostycznego dla pęknięcia wału maszyny.

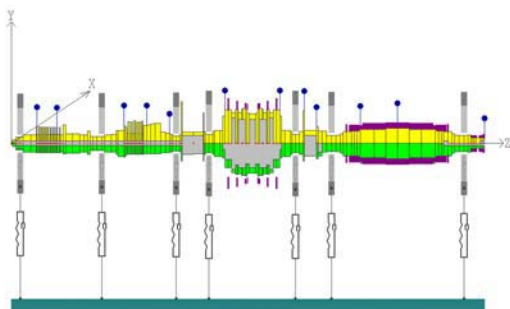
2. NARZĘDZIE BADAWCZE

Podstawowym narzędziem badawczym w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych IMP PAN jest oryginalnie opracowany system programów komputerowych NLDW, służący do symulacji stanów dynamicznych układów wirnikowych łożyskowanych ślizgowo. Oparty jest on o tzw. diatermiczny model wymiany ciepła w łożysku (silnie nieliniowy) [3]. Linia wirników została zamodelowana za pomocą MES. Unikalną możliwością programu NLDW jest uwzględnienie ugięć kinostatycznych wirnika.

Celem uwzględnienia poprzecznego pęknięcia w wale zastosowany został znany z literatury model elementu z poprzecznym pęknięciem Knotta typu: pełne otwarcie-pełne zamknięcie [4]. Dynamiczna macierz podatności konstrukcji podpierającej i fundamentu może być określona za pomocą programów bazujących na MES. Może zostać określona także na podstawie pomiarów, tak jak to miało miejsce w tym przypadku.

3. OBIEKT I PRZEBIEG BADAŃ

Obiektem badań jest turbozespół o mocy 200 MW. Jest to jednostka bardzo często spotykana w polskim systemie energetycznym. Rys. 1 przedstawia dyskretyzację jego wirnika, w programie NLDW.

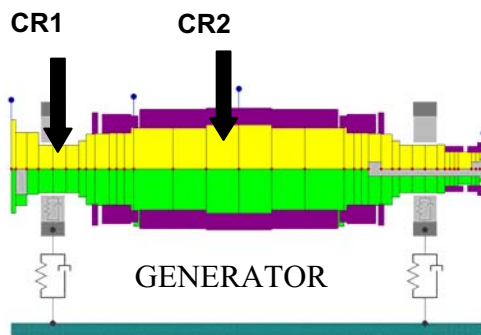


Rys. 1. Turbozespół o mocy 200 MW – dyskretyzacja wirnika

Rozważono dwa przypadki umiejscowienia pęknięcia w wirniku turbozespołu (Rys. 2):

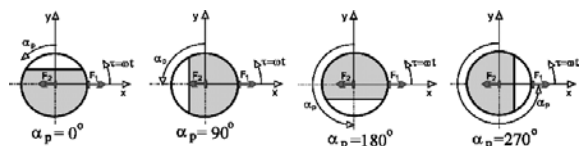
Pęknięcie 1 (CR1) umiejscowione w łożysku nr 6 (w węzle drgań poprzecznych)

Pęknięcie 2 (CR2) umiejscowione w pobliżu połowy długości wirnika generatora (w miejscu, w którym linia kinetostatyczna wirnika jest najbardziej ugięta – spodziewane duże sprzężenia drgań).



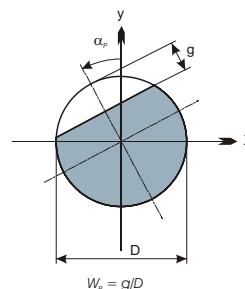
Rys. 2. Umiejscowienie rozważanych przypadków pęknięć

W każdym z tych miejsc rozważono po 4 przypadki obwodowego umiejscowienia pęknięcia, opisanego poprzez kąt α_p określający położenie pęknięcia w stosunku do osi pionowej y (Rys. 3)



Rys. 3. Obwodowe umiejscowienie pęknięcia

Głębokość pęknięcia jest określona przez współczynnik pęknięcia, zwany również względną głębokością pęknięcia W_p oznaczającą tutaj stosunek względnej głębokości pęknięcia do średnicy wału (Rys. 4).



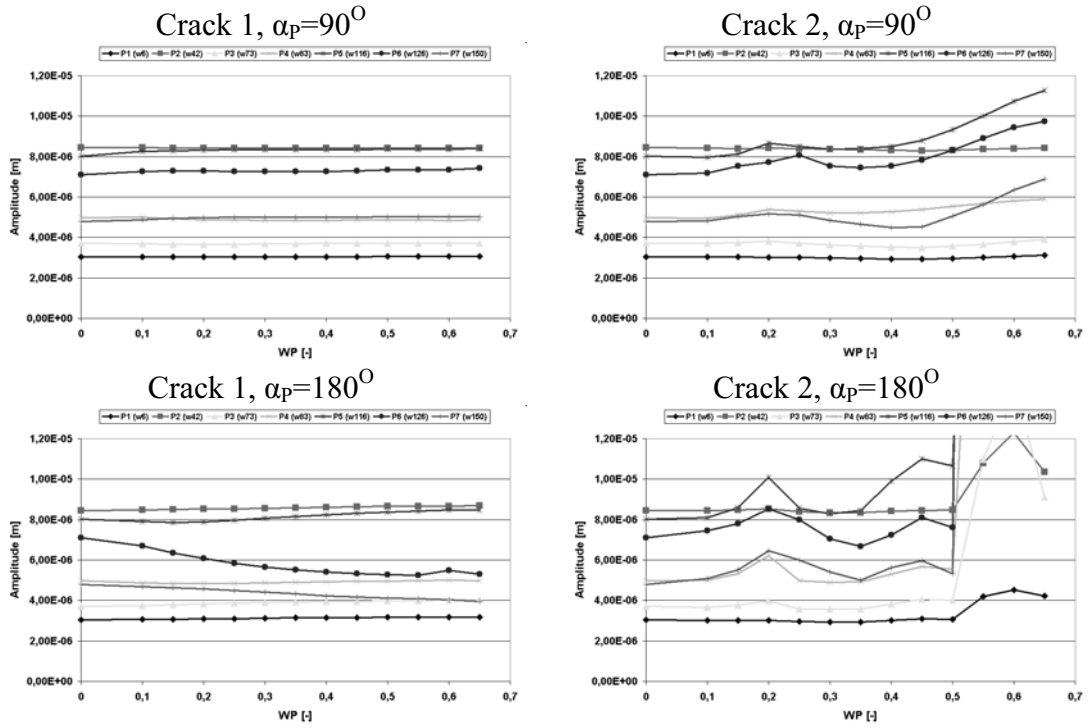
Rys. 4. Współczynnik głębokości pęknięcia W_p

Obliczenia prowadzono osobno dla obydwu rozważanych przypadków pęknięć.

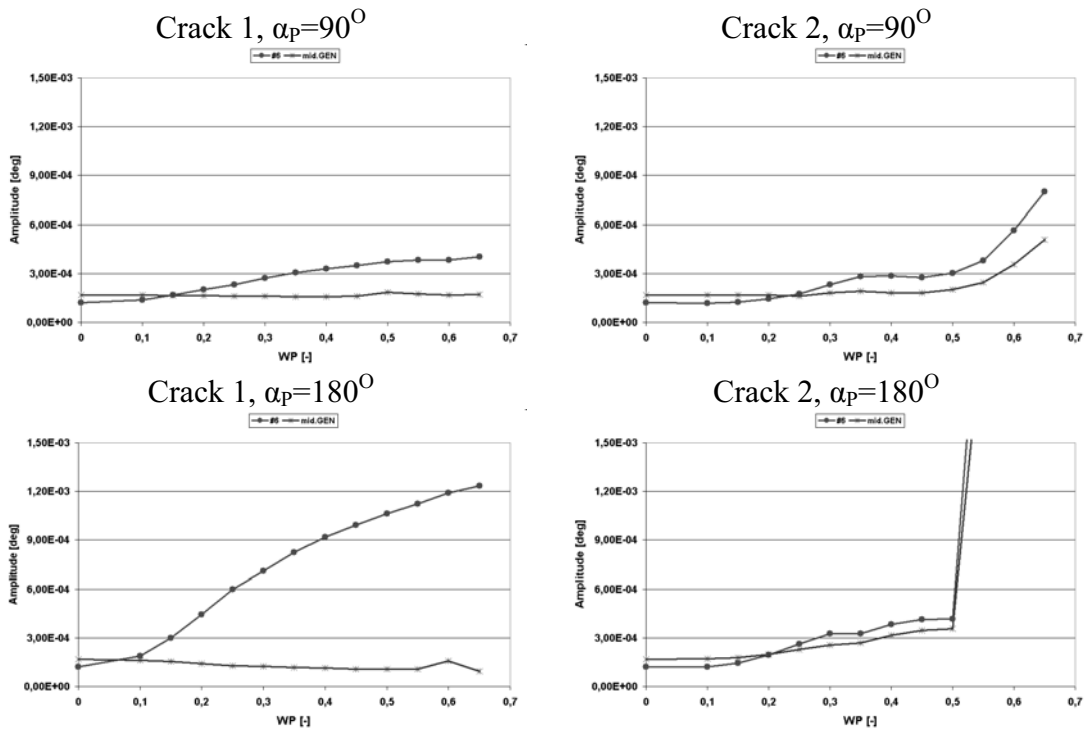
4. WYNIKI OBLICZEŃ

Rys. 5 przedstawia zmiany amplitud drgań bezwzględnych panwi spowodowane propagacją pęknięcia dla niektórych przypadków umiejscowienia pęknięcia. Porównano między sobą przypadki osiowego umiejscowienia pęknięcia (Pęknięcie 1 i 2) dla przypadku o stosunkowo bezpiecznym umiejscowieniu pęknięcia ($\alpha_p=90^\circ$) i niebezpiecznym ($\alpha_p=180^\circ$). Rys. 6 przedstawia zmiany amplitud drgań skrętnych wybranych węzłów przy propagacji pęknięcia w tych samych przypadkach. Zauważyć można, iż wpływ propagacji pęknięcia na stan dynamiczny tego typu maszyny jest niejednoznaczny. Zmiany amplitud są stosunkowo niewielkie. W pewnych zakresach głębokości pęknięcia drgania mogą, wbrew oczekiwaniom, maleć. Wyraźniejszego wzrostu amplitud drgań można się spodziewać dla dużych głębokości pęknięcia (tu powyżej 0.4) i to w tych przypadkach, w których, jak można mniemać, doszło do szczególnego przypadku sprzężenia kierunku pęknięcia z kierunkami wypadkowych wymuszeń zewnętrznych działających na wirnik. Takie zjawisko miało miejsce w przypadku Pęknięcie 2, $\alpha_p=180^\circ$, w którym najprawdopodobniej doszło do wzajemnego wzmocnienia efektów dynamicznych pochodzących od sił zewnętrznych i spowodowanych pęknięciem wirnika, co wywołało gwałtowny, nawet 30-krotny wzrost amplitud drgań.

Zjawiskiem wartym odnotowania jest ujawniony rezonans drgań wywołany pęknięciem (tu: dla Pęknięcia 2). Jest on widoczny w obrazie drgań poprzecznych dla wartości $W_p=0.2\div 0.25$ (rys. 5). Jest to bardzo istotne spostrzeżenie, pokazujące, iż układ wirnikowy, przy propagacji pęknięcia, może wpaść w rezonans. Warto się temu zjawisku przyjrzeć bliżej w przyszłości. Z wcześniejszych publikacji wiadomo bowiem, iż pęknięcie może obniżać częstotliwości rezonansowe układu.



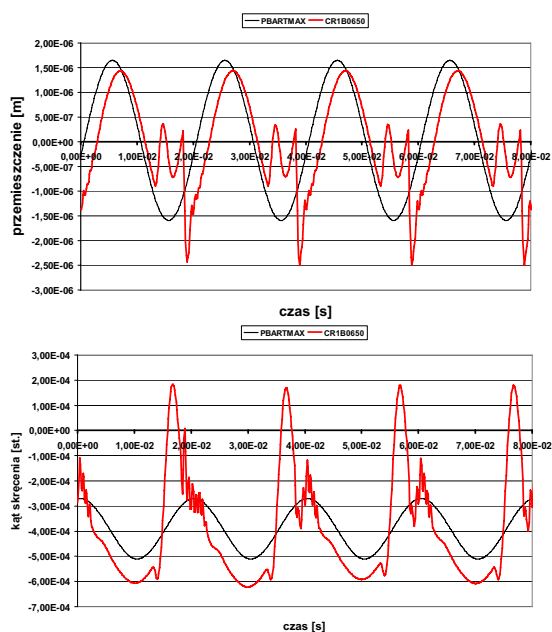
Rys. 5. Drgania bezwzględne panwi łożyska nr 6



Rys. 6. Drgania skrętne czopa łożyska nr 6

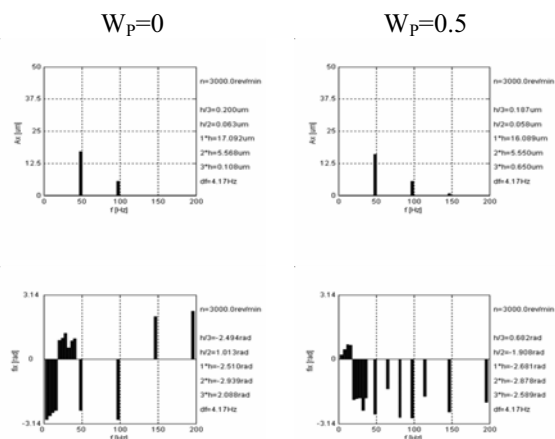
5. WYRÓŻNIK DIAGNOSTYCZNY

Biorąc pod uwagę całokształt obliczeń trzeba zauważyć, że – poza jednym, szczególnym przypadkiem umiejscowienia pęknięcia – wzrost amplitud drgań poprzecznych był stosunkowo niewielki, w pewnych przypadkach wręcz pomijalny. Oznacza to, że drgania poprzeczne nie mogą być wiarygodnym wyróżnikiem diagnostycznym pęknięcia wału. Ponieważ jednak od współczesnych systemów diagnostycznych wymaga się trafności identyfikacji także tego typu defektów, należy podjąć próbę znalezienia bardziej wiarygodnych wyróżników diagnostycznych. Niektórzy autorzy wskazują tu np. na drgania skrętne wału. Jak widać na rys. 6, są one bardziej wrażliwe na propagację pęknięcia, niż drgania poprzeczne. Dla poprawy pewności diagnozy warto również wykorzystać obserwacje sprzężeń drgań w różnych kierunkach (patrz rys. 7). Ograniczeniem są tu trudności techniczne związane z pomiarem drgań skrętnych obracającego się wału.



Rys. 7 Sprzężenie drgań wzdłużnych i skrętnych, Pęknięcie 1, $\alpha_p=90^\circ$

Zdaniem niektórych autorów obiecujące wydaje się zastosowanie do detekcji pęknięć analizy widm fazowych. Ilustruje to rys. 8, sporządzony dla drgań względnych czopa łożyska nr 6 w „bezpiecznym” przypadku (Pęknięcie 1, $\alpha_p=90^\circ$). Widać na nim, że w przeciwieństwie do niewielkich zmian w widmie amplitudowym, widma fazowe (poniżej) zmieniły się wyraźnie. Sugeruje to, iż więcej informacji diagnostycznej niosą właśnie widma fazowe. Analiza widm fazowych nie jest jeszcze powszechna. Jest to zagadnienie stosunkowo mało rozpoznane, zwłaszcza jeżeli chodzi o jego zastosowania diagnostyczne. Stąd celowe jest usystematyzowanie w dalszych pracach.



Rys. 8. Widma amplitudowe i fazowe drgań względnych czopa

6. PODSUMOWANIE

Podsumowując należy stwierdzić, że wpływ pęknięcia na stan dynamiczny dużej maszyny wirnikowej jest niejednoznaczny. Powoduje to trudności w określeniu wiarygodnego wyróżnika diagnostycznego. Ze względu na to, iż pęknięcie powoduje powstawanie wielokierunkowych sprzężeń drgań, celowe wydaje się prowadzenie analizy nie tylko drgań poprzecznych, ale także wzdłużnych, a zwłaszcza skrętnych (najbardziej czułych na propagację pęknięcia). Celowe wydaje się również prowadzenie analizy widm fazowych. Okazało się poza tym, iż pęknięcie wirnika jest w stanie spowodować rezonans układu wirnikowego. Zjawisko to wymaga dalszej analizy.

Dalsze prace powinny być zatem nakierowane na bliższe poznanie rezonansu w funkcji pęknięcia, jak również usystematyzowanie zagadnień analizy widm fazowych.

LITERATURA

- [1] J. Kiciński, A. Markiewicz-Kicińska, *Coupled nonlinear vibrations in multi-support rotors founded on slide bearing*, Proceedings of VETOMAC-1 Conference, Bangalore, INDIA, 2000, pos. CP 047
- [2] J.D. Yang, i inni *The complicated response of a simple rotor with a fatigue crack*, IFToMM Conference, Sydney, 2002
- [3] J. Kiciński, R. Drozdowski, P. Materny, *The nonlinear analysis of the effect of support construction properties on the dynamic properties of multi-support rotor systems*, Journal of Sound & Vibration (1997) 206(4), pp. 523-539.
- [4] J.F. Knott, *Fundamentals of fracture mechanics*, Butterworths, London, 1973.

UŚREDNIANIE MULTISYNCHRONICZNE (MSA) DIAGNOSTYCZNIE ZORIENTOWANA METODA ANALIZY SYGNAŁU WIBROAKUSTYCZNEGO

Roman BARCZEWSKI

Politechnika Poznańska, Instytut Mechaniki Stosowanej
ul. Piotrowo 3, 60-965, Poznań, e-mail:Roman.Barczewski@put.poznan.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono technikę *Uśredniania Multisynchronicznego (MSA)* - diagnostycznie zorientowaną metodę przetwarzania sygnału. Metoda *MSA* jest szczególnie przydatna do analizy drgań poliokresowych generowanych przez niektóre typy maszyn. Technika ta pozwala na równoległą separację składowych poliharmonicznych ze złożonych sygnałów drganiowych. Dalsze przetwarzanie zdekomponowanych poliharmonik daje szerokie możliwości zastosowań diagnostycznych. W artykule zarysowano algorytm metody oraz przykład jej zastosowania do analizy drgań przekładni zębatej.

Słowa kluczowe: Uśrednianie multisynchroniczne, diagnostyka wibroakustyczna, metody analizy sygnałów poliharmonicznych i poliokresowych

MULTISYNCHRONOUS AVERAGING (MSA) A DIAGNOSTIC-ORIENTED METHOD OF VIBROACOUSTIC SIGNAL ANALYSIS

Summary

In the paper the *Multisynchronous Averaging (MSA)* a diagnostic – oriented signal processing method has been presented. The *MSA* technique is especially useful for analysis of polyperiodic vibration signals generated by some types of machines. This method enables parallel separating of polyharmonic component from complex vibration signal. Postprocessing of decomposed polyharmonics gives wide possibilities of diagnostic applications. In the paper an algorithm of the *MSA* techniques has been outlined and example of application of the method to gear box vibration analysis has been presented.

Keywords: *Multisynchronous Averaging (MSA)*, vibroacoustic diagnostics, methods of a polyharmonic and polyperiodic signal analysis

1. WSTĘP

Większość złożonych pod względem kinematycznym maszyn i urządzeń jest źródłem sygnałów wibroakustycznych (WA) o charakterze poliharmonicznym i poliokresowym.

Pod pojęciem *sygnału poliharmonicznego (polyharmonic signal - PHS)* będziemy rozumieli złożony sygnał okresowy, który oprócz składowej podstawowej o częstotliwości f_p , związanej z częstotliwością charakterystyczną dla danego podzespołu lub procesu, zawiera jej składowe nadharmoniczne o częstotliwościach $n \cdot f_p$ ($n = 1, 2, 3, \dots$). Reprezentacją sygnału poliharmonicznego w dziedzinie częstotliwości jest *poliharmonika* - specyficzna postać widma tworząca ciąg składowych widma h_n ($n=1, 2, \dots, N$), związanych z jedną, częstotliwością podstawową f_p .

Sygnał poliokresowy (polyperiodic signal - PPS) jest sygnałem składającym się co najmniej z dwóch sygnałów poliharmonicznych, o różnych częstotliwościach podstawowych $f_{p,i}$, nie będących wzajemnie swoimi nad- lub pod wielokrotnościami.

Źródłami sygnałów poliharmonicznych mogą być między innymi: oddziaływania dynamiczne wirujących części maszyn, zjawiska elektromagnetyczne występujące w silnikach elektrycznych, niektóre zjawiska aero- i hydrodynamiczne zachodzące w maszynach przepływowych oraz procesy o charakterze impulsowym powtarzające się ze stałym okresem. Obecność w maszynie co najmniej dwóch źródeł drgań o różnych okresach podstawowych powoduje powstawanie poliokresowych sygnałów wibroakustycznych. Złożone sygnały WA tego typu generują m.in. przekładnie pasowe i przekładnie zębate o przełożeniu różnym od jedności, maszyny wielowirnikowe z wirnikami obracającymi

z różnymi prędkościami obrotowymi, silniki asynchroniczne itp. Poliokresowe sygnały poliharmoniczne mogą być również generowane przez łożyska toczne w przypadku np. koegzystencji defektów dwóch różnych jego elementów.

Dla celów diagnostyki WA opracowano i adoptowano wiele technik i metod analizy sygnałów. Niektóre z nich znalazły zastosowanie do analizy sygnałów PPS i PHS. Można do nich zaliczyć: analizę cepstralną [10], widmo iloczynowe, widmo poliharmoniczne [5]. Cechy i ograniczenia tych metod, a zwłaszcza postacie uzyskiwanych wyników sprawiają trudności w ich interpretacji i dokonaniu oceny ilościowej. W praktyce stosowane są zazwyczaj do identyfikacji zjawisk i ich oceny jakościowej.

Do oceny zarówno jakościowej jak i ilościowej przydatne są diagnostycznie zorientowane metody przetwarzania i analizy sygnału, dające wyniki w postaci pozwalającej na łatwą i intuicyjną ich interpretację. Do ekstrakcji i dalszej analizy sygnałów poliharmonicznych z sygnałów złożonych lub zaszumionych stosowane są techniki synchronicznego przetwarzania sygnałów [1] np. uśredniania synchronicznego (*synchronous averaging*) [6], czy też analiza rzędów (*order analysis*) [7], która jest szczególnie przydatna w analizie stanów nieustalonych (np. rozruchu i wybiegu maszyny). Do analizy stacjonarnych sensie częstotliwościowym złożonych sygnałów PHS i PPS z powodzeniem można stosować metodę poliharmonicznej filtracji rekurencyjnej PRF [3,4,5], a dla sygnałów niestacjonarnych techniki filtracji śledzącej (np. *Vold-Kalman Order Tracking Filtering* [8]).

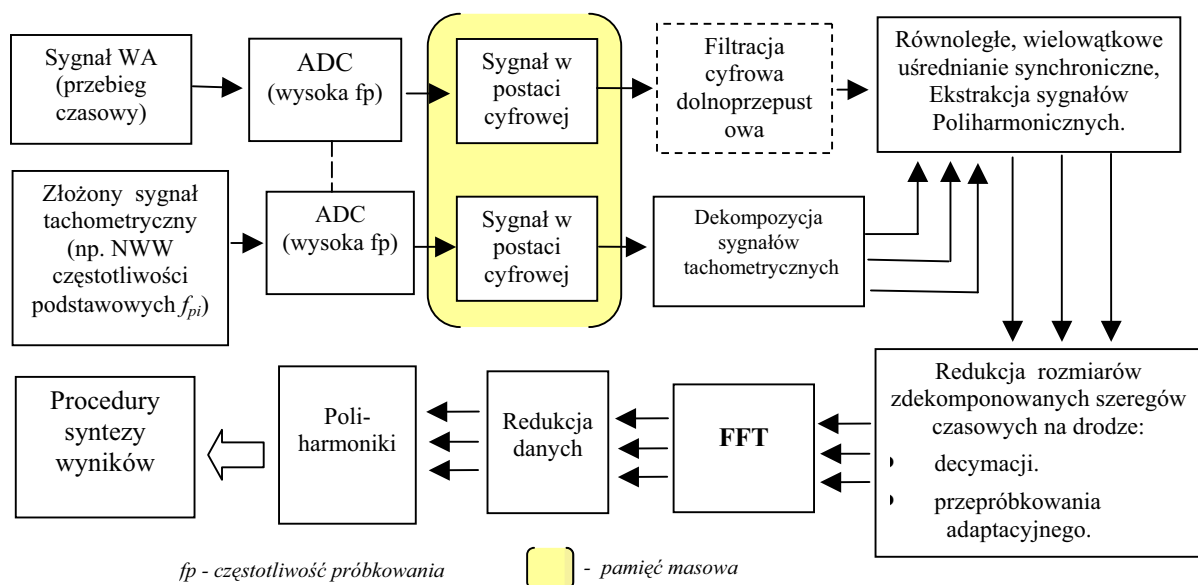
W niniejszej pracy zaproponowano nowe

podejście do zagadnienia dekompozycji stacjonarnych w sensie widmowym poliharmonicznych sygnałów polioresowych poprzez stosowanie opracowanej techniki uśredniania multisynchronicznego MSA. Wykazano, że metoda MSA jest szczególnie przydatna dla analizy i diagnozowania podzespołów/elementów maszyn i procesów będących ze sobą w stałym związku kinematycznym.

2. UŚREDNIANIE MULTISYNCHRONICZNE

Technika uśredniania multisynchronicznego wykorzystuje mechanizmy klasycznego uśredniania synchronicznego. Nowum polega na wykorzystaniu złożonych sygnałów tachometrycznych oraz specyficznemu dla tej metody cyfrowemu przetwarzaniu sygnałów. Polega ono na wstępnym nadpróbkowaniu analizowanych sygnałów i złożonych sygnałów tachometrycznych, dolnoprzepustowej filtracji cyfrowej oraz decymacji stosowanej w celu redukcji rozmiarów szeregów czasowych. Technika ta pozwala na równoległe, wielowątkowe dekomponowanie sygnału poliokresowego na sygnały poliharmoniczne z jednoczesną redukcją szumu. Dodatkową zaletą metody jest możliwość ograniczenia liczby sygnałów tachometrycznych rejestrowanych w polu zjawiskowym.

Uproszczony schemat przetwarzania sygnałów wraz z postprocessingiem przedstawiono na rysunku 1. W tabeli 1 zestawiono porównanie cech metody poliharmonicznej filtracji rekurencyjnej z opracowaną metodą sumowania multisynchronicznego.



Rys. 1. Metoda *Uśredniania Multisynchronicznego MSA* – uproszczony schemat przetwarzania sygnałów i postprocessingu

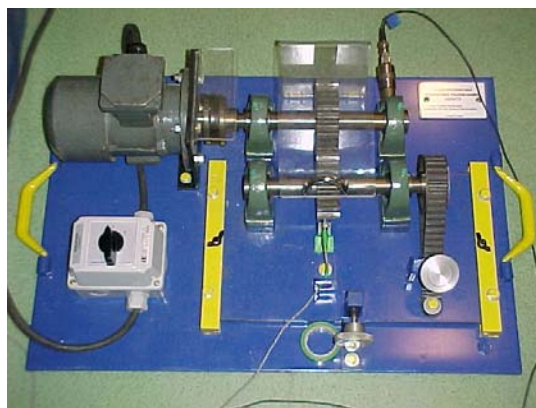
Tabela 1. Porównanie podstawowych cech *PFR* i *MSA* - metod dekompozycji sygnałów poliokresowych

Metoda przetwarzania sygnału	Poliharmoniczna filtracja rekurencyjna <i>PRF</i>	Uśrednianie Multisynchroniczne <i>MSA</i>
Cel stosowania metody	Dekompozycja widm sygnałów poliokresowych na poliharmoniki (związane z częstotliwościami podstawowymi charakterystycznymi dla danego podzespołu, elementu, procesu, zjawiska) i widmo resztkowe.	Dekompozycja sygnałów poliokresowych na składowe sygnały poliharmoniczne związane elementami i podzespołami maszyny, pozostającymi ze sobą w stałym związku kinematycznym. Redukcja szumu nieokresowego.
Postać danych (wejściowych)	Widmo amplitudowe sygnału WA.	Przebieg czasowy sygnału WA oraz złożony sygnał tachometryczny.
Parametry danych wejściowych	Wysoka rozdzielczość widma.	Nadpróbkowany zarówno sygnał WA jak i złożony sygnał tachometryczny.
Zasada funkcjonowania	Szeregowa ekstrakcja z widma poliharmonik, (dekomponowane w pierwszej kolejności posiadają priorytet przywłaszczania sobie wspólnych składowych).	Równoległa wielowątkowa dekompozycja sygnału (wspólne składowe są obecne w każdej w każdym dekomponowanym sygnale poliharmonicznym).
Stosowany pre/post processing	Preprocessing - analiza widmowa FFT, korekcja amplitudowo-częstotliwościowa widma wejściowego.	Postprocessing - redukcja rozmiarów zdekomponowanych szeregów czasowych <i>PHS</i> (np. na drodze decymacji).
Rodzaj sygnału synchronizującego	Detekcja lub autodetekcja częstotliwości podstawowych poliharmonik, metody śledzące [2].	Sygnały uzyskane na drodze dekompozycji złożonego sygnału tachometrycznego lub tworzone na podstawie technik adaptacyjnych (autosynchronizacja).
Wpływ obecności szumu w sygnale	Niska skuteczność dekompozycji sygnałów mocno zaszumionych. Część energii szumu zawiera się w składowych poliharmonik.	Metoda niewrażliwa na obecność szumu. Stopień redukcji szumu w zdekomponowanych sygnałach jest zależny od liczby realizacji poddanych uśrednieniu.

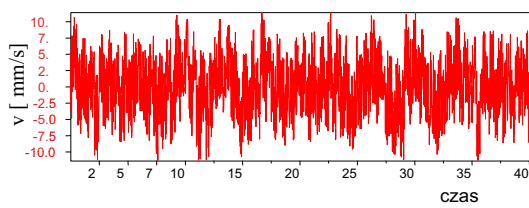
3. PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA *MSA*

Zamieszczony przykład ilustruje funkcjonowanie metody *MSA* zastosowanej do dekompozycji sygnału prędkości drgań zarejestrowanego na modelu jednostopniowej przekładni zębatej przedstawionej na rysunku 2. Przekładnia napędzana była silnikiem asynchronicznym o mocy 0,18 kW o prędkość obrotową 1398 obr/min; liczba zębów kół zębatych $z_1=30$, $z_2=23$. Przetwornik drgań zlokalizowano na jednym z węzłów łożyskowych. Złożony sygnał tachometryczny (w tym przypadku sygnał zazębienia) odbierano przetwornikiem reluktancyjnym.

Cyfrowe przetwarzanie sygnałów realizowano przy pomocy opracowanych procedur w wirtualnym środowisku *DASYLab*. Na rysunku 3 przedstawiono fragment analizowanego sygnału prędkości drgań. Rysunek 4 ilustruje postać złożonego sygnału tachometrycznego oraz uzyskane w wyniku jego decymacji sygnały synchronizujące proces dekompozycji.

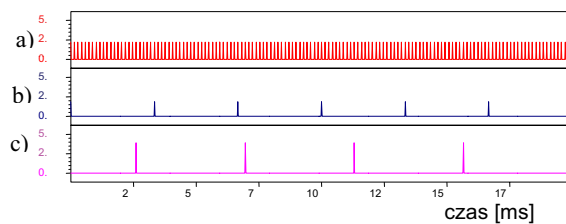


Rys.2. Badany model przekładni zębatej [11]



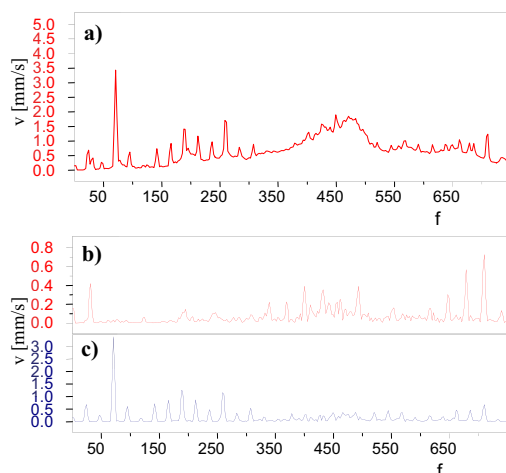
Rys.3. Postać sygnału prędkości drgań

przekładni (wejściowego do procedury MSA)



Rys. 4. Postać złożonego sygnału tachometrycznego (a), oraz sygnały synchronizujące proces dekompozycji sygnału WA dla wałka szybkoobrotowego (b) i wolnoobrotowego (c)

Na rysunku 5 przedstawiono wynik (w dziedzinie częstotliwości) funkcjonowania metody MSA. Porównano postać widma amplitudowego poli-okresowego i poliharmonicznego sygnału wejściowego z widmami dekomponowanych sygnałów (w trakcie funkcjonowania procedury, po uśrednieniu zaledwie kilkunastu realizacji).



Rys 5. Wynik funkcjonowania procedury MSA; (a) widmo sygnału wejściowego prędkości drgań przekładni zębatej; (b,c) widma zdekomponowanych sygnałów PHS związanych z wałkiem szybko- i wolnoobrotowym

Widma dekomponowanych sygnałów związanych z wałkiem wolno- i szybkoobrotowym przyjmują w wyniku realizacji kolejnych cykli MSA postać charakterystyczną dla mono-okresowych sygnałów poliharmonicznych (patrz rysunek 5 b,c). Widoczna jest również redukcja szumów. W paśmie ok. 450 Hz następuje sukcesywne uwydatnianie maskowanych szumem składowych okresowych sygnału.

5. PODSUMOWANIE

Dalsza parametryzacja widm uzyskanych w wyniku dekompozycji metodą uśredniania multisynchronicznego, podobnie jak metoda PRF, daje szerokie możliwości zastosowań diagnostycznych [3,4,9]. MSA może być z powodzeniem stosowana np. w badaniach identyfikacyjnych maszyn, w analizie informatywności punktów pomiarowych na etapie instalacji przetworników polu zjawiskowym (optymalizacja ich lokalizacji i usuwanie redundancji sprzętowej) oraz jako procedura przetwarzania sygnałów w systemach diagnostycznych.

Uśrednianie multisynchroniczne pozwala na skuteczną separację składowych poliharmonicznych występujących w sygnale WA, związanych z oddziaływaniami dynamicznymi poszczególnych podzespołów/elementów maszyn oraz procesów, o ile są one ze sobą powiązane związkami kinematycznymi.

Dalsze prace nad rozwojem metody będą zmierzały do opracowania procedur pozyskiwania sygnałów synchronizujących dekompozycję na podstawie zaawansowanego przetwarzania wejściowego sygnału WA, oraz określenia klas obiektów, co do których metoda ta może znaleźć zastosowanie.

LITERATURA

- [1] Adamczyk J., Krzyworzeka P., Łopacz H., *Systemy synchronicznego przetwarzania sygnałów diagnostycznych*, Wydawnictwo Naukowe DWN, Kraków 1999.
- [2] Barczewski R., *A Method of automatic detection of spectrum fundamental frequency*, XII Symposium Vibrations In Physical Systems, Poznań -Błażejewko 1988.
- [3] Barczewski R., *Poliharmoniczna filtracja rekurencyjna sygnałów drganiowych i jej zastosowania w diagnostyce maszyn*, Praca doktorska, WBM - Politechnika Poznańska, Poznań 1991.
- [4] Barczewski R., *Poliharmoniczna filtracja rekurencyjna - diagnostycznie zorientowana metoda analizy sygnałów*, Materiały X Szkoły Diagnostyki, Poznań - Zajęczkowo 1992.
- [5] Cempel C., *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn*, WNT Warszawa 1989.
- [6] Cempel C., *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn*, WNT Warszawa 1982.
- [7] Gade S., Herlufsen H., Konstantin-Hansen H., Wismer N.J., *Order tracking analysis*, Technical Review, No.2-1995 Brüel&Kjaer.
- [8] Gade S., Herlufsen H., Konstantin Hansen H., Wold H., *Characteristics of the Vold-Kalman*

- Order Tracking Filter*, Technical Review No. 1-1999, Brüel&Kjaer.
- [9] Toyoto T., Maekawa K. *Development and application of machine diagnostics*, Nippon Steel Technical Report, No. 19, June 1998.
- [10] Randal R.B, *Cepstrum analysis*, Technical Review, No. 3-1981 Brüel&Kjaer.
- [11] Strużyński A., *Jednostopniowa modelowa przekładnia zębata – stanowisko laboratoryjne*, Praca dyplomowa, PWSZ-Leszno, 2004.



Dr inż. Roman BARCZEWSKI jest adiunktem oraz kierownikiem Laboratorium Diagnostyki Systemów w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Specjalizacja: diagnostyka i wibroakustyka maszyn i środowiska, techniki i metody cyfrowego przetwarzania sygnałów, badania drgań i hałasu, samouczące i samoorganizujące systemy diagnostyczne. Członek Zespołu Ergonomii - PAN/O Poznań, Członek Zarządu Głównego Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.

ZASTOSOWANIE SELEKCJI CZASOWO - WIDMOWEJ SYGNAŁU DRGANIOWEGO DO OSZACOWANIA LUZÓW ZAWORÓW SILNIKA SPALINOWEGO o ZS

Roman BARCZEWSKI¹⁾, Grzegorz SZYMAŃSKI²⁾

Politechnika Poznańska, Instytut Mechaniki Stosowanej¹⁾, Instytut Silników Spalinowych²⁾
ul. Piotrowo 3, 60-965, Poznań, e-mail:Roman.Barczewski@put.poznan.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono nową metodę szacowania luzów zaworowych silnika spalinowego o ZS bazującą na wynikach parametryzacji mapy czasowo-widmowej $a(t,f)$ drgań generowanych przez silnik. Jako narzędzie selekcji czasowo-widmowej sygnału drganiowego zaproponowano zastosowanie metod analizy czasowo-częstotliwościowej (JTFA). Zarysowano algorytm metody i zamieszczono przykład ilustrujący zastosowanie uśrednianej synchronicznie krótkoczasowej transformacji Fouriera (STFT) do ekstrakcji składowych sygnału związanych z procesem zamykania zaworów. W wyniku parametryzacji mapy $a(t,f)$, uzyskano miary sygnału współzmiennicze z luzem zaworowym. Zastosowanie funkcji skalującej pozwala na pośrednie szacowanie wartości luzu.

Słowa kluczowe: luz zaworowy, selekcja czasowo-widmowa, zastosowania diagnostyczne JTFA

APPLICATION OF THE TIME-FREQUENCY SELECTION OF THE VIBRATION TO VALVE CLEARANCE ASSESSMENT OF A DIESEL ENGINE

Summary

The paper presents a new method of valve clearance assessment of a Diesel engine, based on results of parameterizations of a time-frequency $a(t,f)$ map of an engine vibration signal. As a tool of a time-frequency selection of vibration signal the Joint Time-Frequency Analysis (JTFA) methods have been proposed. An algorithm of the method has been outlined and an example of application of a synchronous averaged Short Time Fourier Transform (STFT) for extracting vibration signal components related to closing of engine valves has been shown. Parameterization of $a(t,f)$ map gives measures covariable with valve clearance. Application of scaling function enables indirect assessing of the clearance value.

Keywords: valve clearance, time-frequency selection, diagnostic application of JTFA

1. WSTĘP

Prawidłowe funkcjonowanie tłokowych silników spalinowych zależne jest w dużej mierze od poprawnej regulacji układu rozrządu, który steruje poszczególnymi fazami wymiany ładunku w cylindrze. Proces właściwej wymiany ładunku zależny jest również od wielkości luzu zaworowego. O ile silnik nie jest wyposażony w układ automatycznej kompensacji, luz zaworowy należy okresowo sprawdzać i korygować. Nie jest również bezzasadnym okresowe sprawdzanie poprawności funkcjonowania układów samoregulacji. Nie zawieranie się luzu zaworowego w polu tolerancji, określonym dla danego typu silnika, może być przyczyną pogorszenia efektywności jego pracy, czy też zwiększenia emisji związków toksycznych do atmosfery. Dłuższa eksploatacja silnika ze źle ustawionym

luzem zaworowym może w konsekwencji doprowadzić do nadpalenia przyłgni zaworów lub gniazd zaworowych [4,7].

Pomiar luzów zaworowych (z wykorzystaniem szczelinomierza) i ich regulacja w zależności od konstrukcji silnika wymaga jego zatrzymania i wystudzenia oraz wiąże się często z koniecznością jego częściowego demontażu (np. pokrywy zaworowej).

Alternatywą może być bezdemontażowa, pośrednia kontrola luzów zaworowych bazująca na analizie sygnału drganiowego generowanego przez silnik podczas jego pracy. Ocenę luzu z wykorzystaniem miar liczbowych sygnału przyspieszeń drgań rejestrowanych na głowicy silnika o ZS, (dla ustalonych parametrów pracy), przedstawiono w pracach [6,7]. Do oszacowania luzu zastosowano kurtozę, wartość szczytową przyspieszeń drgań oraz funkcje skalujące uzyskane

na podstawie wyników eksperymentu czynnego. W metodzie tej przed parametryzacją sygnału drganiowego konieczne jest wyseparowanie z sygnału sekwencji związanych z procesem zamykania zaworu dolotowego lub wylotowego.

Badania prowadzone przy stałej prędkości obrotowej silnika (z dokładnością jaką zapewnia układ stabilizacji prędkości) wykazały, że nie zawsze jest możliwe dobranie a priori parametrów okna czasowego dokonującego selekcję czasową. W zależności od wielkości luzu zmienia się czas odpowiedzi układu pobudzonego do drgań procesem zamykania zaworu jak i dochodzi do nieznacznych przesunięć procesu względem znacznika początku cyklu.

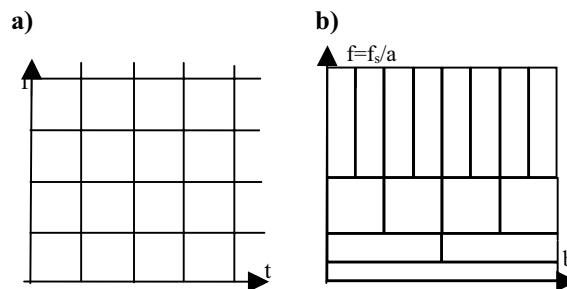
Pewnym rozwiązaniem może być, zaproponowane w pracy [2], zastosowanie wyników analiz czasowo - widmowych do adaptacyjnego sterowania procedurami selekcji czasowej [3] sygnału drganiowego. Zaletą takiego podejścia jest również możliwość sterowania procedurą selekcji widmowej [3] (częstotliwościowe kształtowanie sygnału i eksponowanie charakterystycznych cech badanego procesu, podzespołu czy zjawiska). Opracowany i stosowany w pracy [2] system cyfrowego przetwarzania sygnału skutecznie dokonywał separacji czasowej i widmowej sekwencji związanych z pracą i zaworów dolotowego, wylotowego oraz procesem spalania.

W niniejszym artykule zaproponowano zastosowanie metod analiz czasowo-widmowych jako techniki separacji sygnałów drganiowych jednocześnie w dziedzinach czasu i częstotliwości. Dalsze przetwarzanie mapy czasowo - częstotliwościowej i jej parametryzacja daje w wyniku miary, na podstawie których możliwe jest wartościowanie niektórych procesów i zjawisk zachodzących w silniku spalinowym. Zamieszczono przykład zastosowania krótkoczasowej transformaty Fouriera do selekcji czasowo-widmowej sygnału przyspieszeń drgań rejestrowanych na głowicy silnika spalinowego o ZS. Symptomy uzyskane w wyniku dalszego przetwarzania mapy $a(t,f)$ po uwzględnieniu funkcji skalującej były podstawą oszacowania luzów zaworowych.

2. SELEKCJA CZASOWO-WIDMOWA

W pracy [2] przedstawiono wybrane metody JTFA (*Joint Time-Frequency Analysis*) [5] w aspekcie możliwości ich zastosowania jako techniki selekcji czasowo-widmowej. Cechy krótkoczasowej transformaty Fouriera (*Short Time Fourier Transform - STFT*) oraz transformaty Wavelet (*Wavelet Transform - WT*) dają potencjalne możliwości ich bezpośredniego stosowania jako procedury selekcji. Wynik analizy STFT można traktować jako serię widm wyznaczonych dla lokalnych, krótkich segmentów czasowych. Do zalet tej metody można zaliczyć łatwą, intuicyjną interpretację wyników analizy oraz stały krok czasowy analizy i stałą rozdzielczość w całym zakresie częstotliwości (rys. 1a). Postać wyniku jest zależna między innymi od przyjętej funkcji okna czasowego i parametrów przetwarzania sygnału (liczby próbek w segmencie danych i kroku czasowego analizy). Do ograniczeń metody można zaliczyć niemożność uzyskania jednocześnie wysokiej rozdzielczości w dziedzinach czasu i częstotliwości. Rozdzielczość w dziedzinie czasu można poprawić stosując *overlapping*, polegający na częściowym zachodzeniu na siebie analizowanych segmentów sygnału. Błąd estymacji amplitudy i częstotliwości dla lokalnych maksimów mapy można zminimalizować stosując metody korekcji amplitudowo - częstotliwościowej np. AFC [1].

Transformację Wavelet można przyrównać do filtracji o stałej względnej szerokości pasma $\Delta f/f_s$. Pozycja filtra na mapie czasowo-częstotliwościowej jest określona przez parametry skali i przesunięcia (*a - dilation, b - translation*). Wraz z przesuwaniem się okna analizy (rys.1b) w stronę wyższych częstotliwości, wzrasta szerokość pasma analizy (zmniejsza się rozdzielczość w dziedzinie częstotliwości), rośnie natomiast rozdzielczość w dziedzinie czasu i na odwrót. Cecha ta może być przydatna w przypadku jednoczesnej analizy i obserwacji z różnym krokiem czasowym szybkozmiennych procesów wysokoczęstotliwościowych (np. pracy zaworów) i wolnozmiennych procesów niskoczęstotliwościowych.



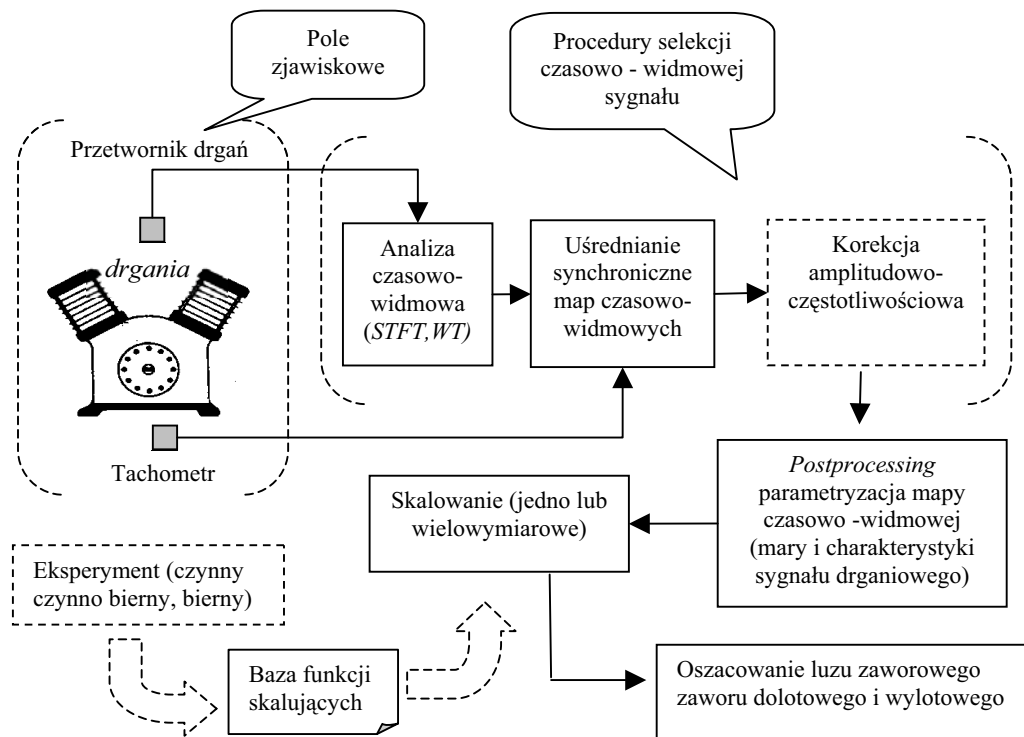
Rys. 1. Porównanie okien map czasowo-widmowych a) Krótkoczasowej Transformaty Fouriera (STFT), b) Transformaty Wavelet (WT)

3. PROCEDURA SZACOWANIA LUZU ZAWOROWEGO

Na rysunku 2 przedstawiono schemat przetwarzania sygnału drganiowego, w wyniku którego można szacować luzy zaworowe silnika spalinowego. Zadaniem procedur selekcji czasowo - widmowej jest wydobyć i / lub wyeksponować z procesu drganiowego informacji związanych z pracą poszczególnych zaworów. W polu zjawiskowym oprócz przetworników drgań instalowany jest przetwornik tachometryczny, niezbędny do prowadzenia uśredniania synchronicznego map czasowo-widmowych oraz

identyfikacji faz pracy silnika. W celu zmniejszenia błędów estymacji amplitudy i częstotliwości składowych mapy $a(t,f)$ można opcjonalnie stosować procedury korekcji amplitudowo - częstotliwościowej. Dalsza parametryzacja sygnału (tworzenie miar i charakterystyk) powinna prowadzić do uzyskania symptomów współzmienniczych z wielkością luzu zaworowego.

Do uzyskania pełnego odwzorowania luzu zaworowego na podstawie miar sygnału drganiowego konieczne jest zastosowanie funkcji skalujących, tworzonych na drodze eksperymentalnej.



Rys. 2. Uproszczony schemat przetwarzania sygnału drganiowego stosowanego w procesie szacowania luzu zaworowego silnika spalinowego

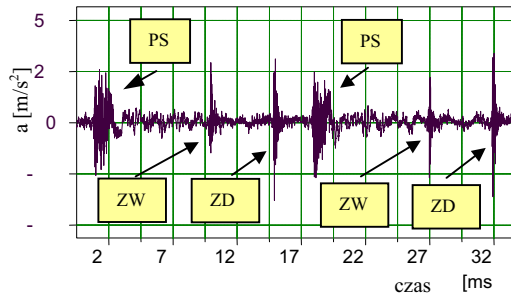
4. PRZYKŁAD REALIZACJI METODY

Prezentowany przykład ilustruje funkcjonowanie zaproponowanej metody szacowania luzu zaworowego z zastosowaniem STFT jako techniki selekcji czasowo-widmowej. Sygnały przyspieszeń drgań pozyskano z głowicy z silnika spalinowego o ZS typu SB 3.1. [4,7]. Synchronicznie z drganiami rejestrowano sygnał tachometryczny. Cyfrowe przetwarzanie sygnałów realizowano w wirtualnym środowisku pomiarowo-analizującym DASYLab.

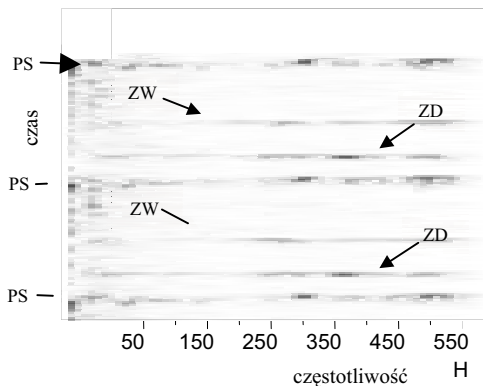
Na rysunku 3 przedstawiono przebieg przyspieszeń drgań zarejestrowany na głowicy badanego silnika spalinowego. Zaznaczono na nim

sekwencje związane z procesem spalania (PS) oraz zamykaniem zaworów dolotowego (ZD) i wylotowego (ZW). Jak widać kolejne zdarzenia dotyczące nawet tego samego podzespołu/procesu nie są powtarzalne. Klasyczne uśrednianie synchroniczne przebiegu czasowego z uwagi na nieznaczną fluktuację prędkości obrotowej silnika nie dałoby w tym przypadku pożądanego efektu.

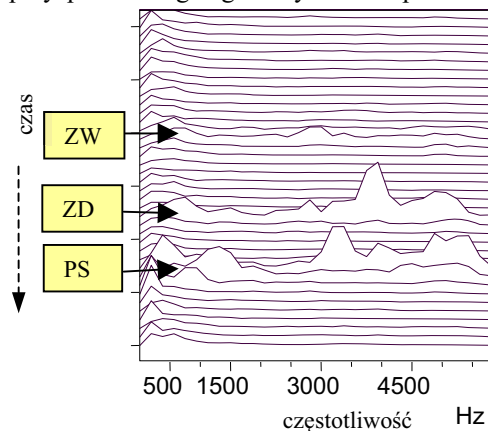
W proponowanej metodzie mapa czasowo-widmowa uzyskana na drodze STFT (rys. 4) jest w kolejnych etapach synchronicznie uśredniana (rys. 5) i poddawana parametryzacji (rys.6). Do oszacowania luzu stosowane są funkcje skalujące (rys.7).



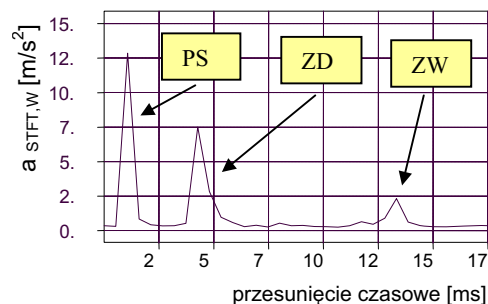
Rys. 3. Przebieg czasowy przyspieszeń drgań zarejestrowany na głowicy silnika spalinowego (PS - proces spalania, ZW - zamknięcie zaworu wylotowego, ZD - zamknięcie zaworu dolotowego)



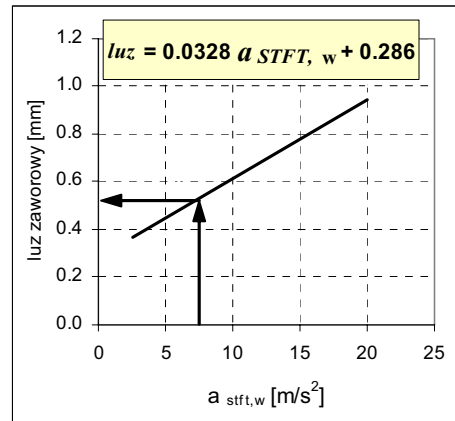
Rys. 4. Mapa czasowo-widmowa sygnału przyspieszeń drgań głowicy silnika spalinowego



Rys. 5. Uśredniona synchronicznie mapa czasowo-widmowa sygnału przyspieszeń drgań



Rys. 6. Przykładowy wynik parametryzacji mapy czasowo-widmowej



Rys. 7. Przykładowa postać funkcji skalującej i sposób szacowania luzu zaworu dolotowego

Parametryzację uśrednionej synchronicznie mapy czasowo-widmowej (rys.5) można prowadzić na wiele sposobów np. wyznaczać wartości skuteczne przyspieszeń drgań przekrojów czasowych mapy $a(t,f)$. Przed wyznaczeniem miary przekrój czasowy (uśrednione widmo krótkoczasowe) może być poddane filtracji w dziedzinie częstotliwości (selekcji widmowej). Dalszej syntezy może być poddane całe analizowane pasmo częstotliwości, jego część lub można precyzyjnie separować i składowe odpowiadające np. częstotliwościom własnym głowicy silnika, rezonansu przetwornika i/lub systemu jego mocowania. Analiza odpowiednich sekwencji związanych z procesem zamykania zaworów, kategoriach wartości szczytowych, wymaga operowania na zespolonej postaci STFT i ponownej retransformacji częstotliwościowo korygowanego przekroju czasowego mapy $a(t,f)$ w dziedzinę czasu.

5. PODSUMOWANIE

Współczynnik korelacji pomiędzy luzem zaworowym uzyskanym na drodze pomiaru i oszacowania osiągał wartości powyżej 0.95. Dokładność odwzorowania zależy w dużej mierze od przyjętej miary, precyzji wyznaczenia funkcji skalującej oraz parametrów selekcji czasowo-widmowej. Zarysowana metoda może znaleźć zastosowanie w diagnozowaniu podzespołów i procesów nie tylko w odniesieniu do silników spalinowych, ale i innych maszyn o cyklicznym charakterze pracy.

LITERATURA

- [1] Barczewski R., *AFC - the method of amplitude spectrum correction*, Congress of Technical Diagnostics, Gdańsk 1996.
- [2] Barczewski R., Szymański G.M., *Zastosowanie metod selekcji sygnału drganiowego w diagnostyce silników spalinowych*, Pojazdy Szynowe 3/2004.
- [3] Cempel Cz., *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki*

- maszyn*, WNT Warszawa 1982.
- [4] Czechyra B., Szymański G.M., Tomaszewski F., *Ocena luzu zaworów silnika spalinowego w oparciu o parametry drgań – założenia metodyczne*. Silniki Spalinowe nr 1/2004 (118).
- [5] Shie Qian, Dapang Chen, *Joint Time-Frequency analysis*, Methods and Applications, Prentice Hall PTR Inc. 1996.
- [6] Szymański G.M., *Ocena stanu regulacji zaworów silnika spalinowego za pomocą sygnału drganiowego*, Praca magisterska, PP - Poznań 2000.
- [7] Tomaszewski F., Czechyra B., Szymański G.M., *Wykorzystanie miar punktowych sygnału drganiowego do oceny wybranych parametrów regulacyjnych układu rozrządu silnika spalinowego*, Pojazdy Szynowe 2/2004.



Dr inż. Roman Barczewski jest adiunktem w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Kierownik Laboratorium Diagnostyki Systemów. Specjalizacja: diagnostyka i wibroakustyka maszyn i środowiska, metody cyfrowego przetwarzania sygnałów, systemy diagnostyczne.



Mgr inż. Grzegorz M. Szymański jest doktorantem Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej. Zajmuje się diagnostyką silników spalinowych z wykorzystaniem sygnałów wibroakustycznych.

DIAGNOSTYKA AKTYWNA W UKŁADACH REGULACJI TURBIN

Tomasz BARSZCZ

Akademia Górniczo-Hutnicza, KRiDM, Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

Streszczenie

W wielu przypadkach zastosowań przemysłowych identyfikacja jest przeprowadzana bezpośrednio na działającym obiekcie, bez możliwości wyboru rodzaju sygnału wymuszającego (eksperyment bierny). Z wielu powodów sygnały takie pobudzają obiekt niewystarczająco oraz czynią identyfikację obiektów z pętlami sprzężeń zwrotnych źle uwarunkowaną. Jednak zastosowanie dodatkowego sygnału, nieskorelowanego z zakłóceniami oraz sygnałami wejściowymi i wyjściowymi, może polepszyć warunki identyfikacji bez wpływania na cele regulacji. Artykuł przedstawia możliwości i uwarunkowania zastosowania takich sygnałów do diagnostyki aktywnej elementów układu regulacji turbiny parowej. Przeprowadzono oraz omówiono wykonane testy laboratoryjne i numeryczne.

Słowa kluczowe: diagnostyka aktywna, identyfikacja systemów

Summary

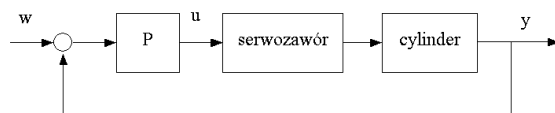
Frequently system identification in industrial applications is conducted directly under plant operation. It is not possible in such a case (passive experiment) to select the specific excitation signal. Typical operational signals do not excite particular actuators sufficiently and cause closed-loop identification badly conditioned. However, an extra signal uncorrelated with disturbances, inputs and outputs can be applied. It should improve identification performance without affecting control system objectives. The paper presents possibilities and conditions of application of such active diagnostic method to diagnostics of control system actuator elements. Laboratory and numerical tests were conducted and discussed.

Keywords: active diagnostic, system identification

1. DEFINICJE POJĘĆ

Identyfikacja parametrów - estymacja wartości parametrów modelu ARX, OE, PEM na podstawie zarejestrowanych sygnałów pomiarowych. Przyjęto zapis i oznaczenie zastosowanych struktur modelu zgodne z literaturą [1].

Układ laboratoryjny - stanowisko badawcze składające się z zespołu pomp, serwowaworu oraz siłownika dwustronnego działania. Schemat blokowy układu hydraulicznego przedstawia rysunek (Rys. 1). Stanowisko laboratoryjne zostało skonfigurowane przez pracowników Katedry Automatyk Procesów Przemysłowych AGH, Kraków.



Rys. 1. Schemat funkcjonalny układu laboratoryjnego

Diagnostyka aktywna - metody diagnostyczne polegające na dodaniu specjalnego sygnału, o amplitudzie nie przekraczającej kilku procent amplitudy sygnału sterującego. Sygnał taki posiada właściwości pozwalające zwiększyć stosunek sygnał/szum, zmniejszając jednocześnie wpływ

korelacji pomiędzy wejściem/wyjściem oraz zakłóceniami diagnozowanego obiektu..

2. WSTĘP

Celem zastosowania sygnałów diagnostyki aktywnej jest detekcja oraz rozpoznanie niesprawności układu regulacji turbiny parowej. Założono możliwość parametrycznej detekcji uszkodzeń poprzez identyfikację parametrów modelu regresyjnego i odniesienie ich wartości do wartości uznanych jako referencyjne. Prawidłowe wnioskowanie o uszkodzeniach na podstawie parametrów modelu regresyjnego wymaga wcześniejszego skatalogowania oraz wyszczególnienia podstawowych uszkodzeń występujących w układach regulacji turbin parowych. Wstępne rozeznanie przeprowadzono na podstawie dokumentacji serwisowej, statystyk zakładowych, rozmów z pracownikami zakładów w których znajdowały się turbiny, istniejącej literatury technicznej oraz opracowań specjalistycznych. Wyniki prac systematyzujących zawarto w raporcie [3]. Badania testowe powadżono w zakresie metod nieparametrycznych oraz parametrycznych. Zadawalające wyniki uzyskano dla metod parametrycznych stosujących analizę spektralną zarówno dla modeli obiektów (wejście-wyjście) jak również dla modeli sygnałów (tylko wyjścia).

Znacznie lepsze wyniki osiągnięto stosując podejście parametryczne (wejście-wyjście). Po przeprowadzeniu wielu testów [3], zdecydowano się na zastosowanie modeli ARX. Modeli o strukturach i algorytmach identyfikacji bardziej złożonych (OE, PEM) nie rekomendowano do zastosowań przemysłowych ze względu na:

- większe wymagania co do mocy obliczeniowej (duża złożoność obliczeniowa algorytmów),
 - trudniejszy dobór struktury modelu, a szczególnie prawidłowe dostrojenie kanału modelującego zakłócenia
 - brak zdecydowanie lepszych wyników w przypadku silnie zakłóconych sygnałów przemysłowych w porównaniu do struktury ARX.
- Podstawowymi symptomami diagnostycznymi w przypadku analizy hydraulicznych elementów wykonawczych są częstotliwości własne, odpowiadające im tłumienia oraz przesunięcia fazy. Częstotliwości własne są definiowane jako zależne głównie od mas tłoczysk, obciążenia zewnętrznego (głównie siłownika), efektywnych powierzchni tłoków, skoku siłownika oraz stałych charakteryzujących ciecz.

3. TESTY

Na podstawie źródeł literaturowych [2][4] oceniono wymagane właściwości sygnałów wejściowych wymaganych w diagnostyce aktywnej oraz ich wpływ na wynik identyfikacji parametrów obiektu. Należy podkreślić ograniczoną rolę podejścia teoretycznego ze względu na silne nieliniowości, brak stałego punktu pracy (zawory przyjmują różne położenia) oraz ograniczenia eksploatacyjne w stosowaniu sygnałów mogących powodować niestabilność elementów wykonawczych, jak również całego układu hydraulicznego regulacji (w zakresie oszacowania stabilności, analiza teoretyczna jest również bardzo trudna). Przeprowadzono badania laboratoryjne, podczas których zadawano sygnały wejściowe (Tabela 1) o różnych amplitudach i częstotliwościach, obserwując zachowanie laboratoryjnego układu hydraulicznego, wpływ pasma pomiarowego – częstotliwości próbkowania, wpływ zakłóceń od pomp i innych, temperatury i właściwości oleju [3]. Ostatecznie wytypowano następujące sygnały diagnostyki aktywnej:

- o zmiennej częstotliwości,
- impulsowy,
- piła,
- prostokąt,
- szum o rozkładzie normalnym.

Dla wybranych sygnałów diagnostyki aktywnej przeprowadzono testy weryfikujące. W zaprojektowanym eksperymencie laboratoryjnym zwrócono szczególną uwagę na wpływ amplitudy

(poziomu) sygnału diagnostyki aktywnej, częstotliwości, rodzaju tego sygnału na:

- zmienność identyfikowanych wartości własnych modelu (częstotliwości własnych oraz tłumień) w czasie, ewentualne modulacje przebiegów tych wartości własnych w czasie przez postać sygnału.
- uwytatnienie się stanów przejściowych obiektu (serwowaworu oraz siłownika), np. dla sygnału piłokształtnego.

Tabela 1. Zastosowane sygnały testowe

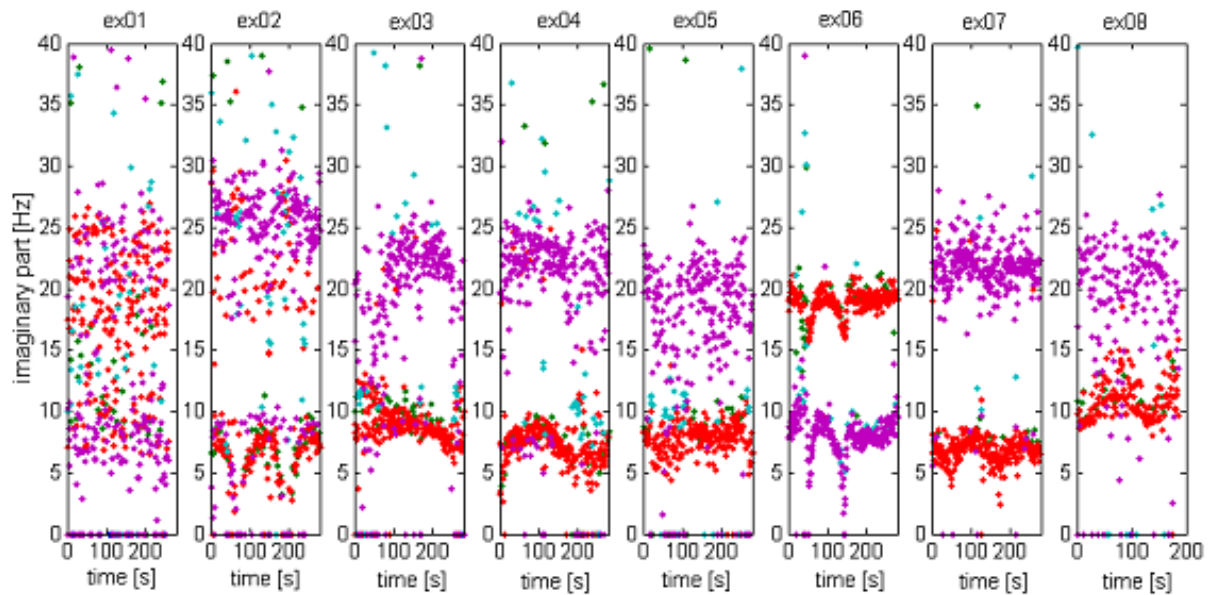
Oznaczenie	Nazwa sygnału	Częstotliwość	Amplituda
ex01	Chirp	$f=0...30$ [Hz]	$h=1$ [mm]
ex02	Impulsowy	każde $t=30$ [s], czas trwania= 0.02 [s]	$h=4$ [mm]
ex03	Piła	$f=1$ [Hz]	$h=1$ [mm]
ex04	Piła	$f=1$ [Hz]	$h=0.5$ [mm]
ex05	Prostokąt	$f=1$ [Hz]	$h=1$ [mm]
ex06	Prostokąt	$f=1$ [Hz]	$h=4$ [mm]
ex07	Prostokąt	$f=1$ [Hz]	$h=0.5$ [mm]
ex08	Szum ¹	-	-

Przeprowadzone pomiary wykazały możliwość identyfikacji regresyjnego modelu diagnostycznego obejmującego siłownik wraz z proporcjonalnym zaworem elektrohydraulicznym. Zauważono znaczący wpływ postaci sygnału testowego na wyniki identyfikacji. Układ hydrauliczny jest silnie nieliniowy, dlatego jego właściwości oraz odpowiedź zależą silnie od:

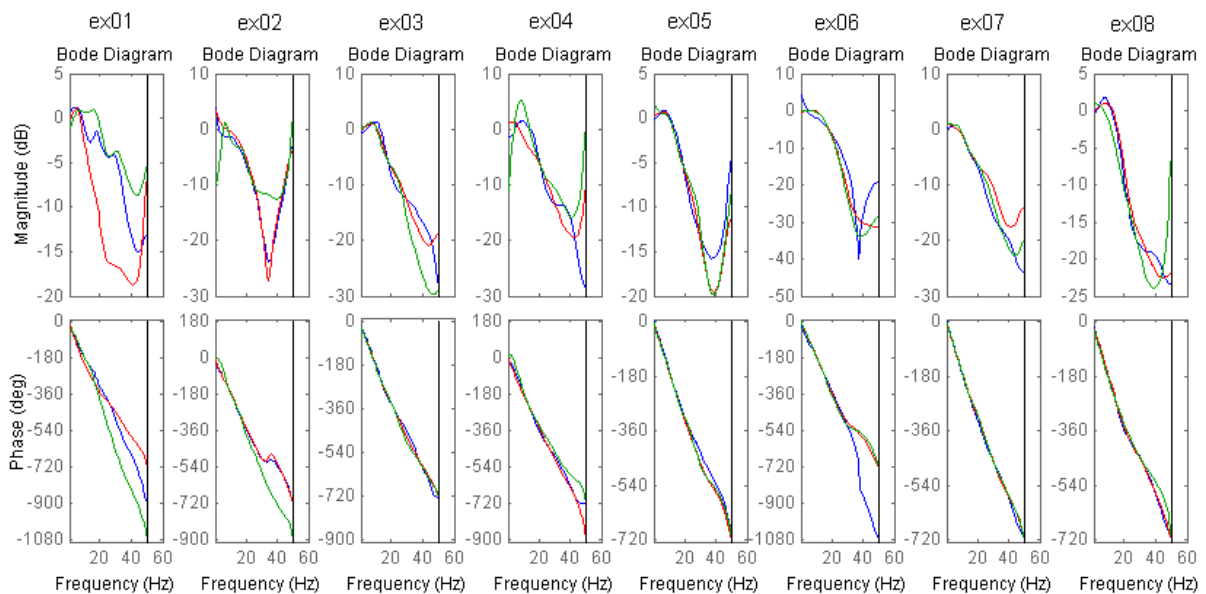
- kształtu przebiegu wymuszającego (sterowania prądowego zaworem proporcjonalnym),
- częstotliwości przebiegu wymuszającego,
- amplitudy przebiegu wymuszającego.

Jako sygnały diagnostyki aktywnej zalecane mogą być przebiegi prostokątne o stosunkowo niewielkiej amplitudzie. Przykładowo rozpatrując przebiegi sygnałów diagnostyki aktywnej (oznaczenia: ex05, ex06, ex07), można zauważyć, że dla sygnału ex06 amplituda $h=4$ [mm] wydaje się być za duża, ponieważ trajektorie wartości własnych (na **Błąd! Nie można odnaleźć źródła odsyłacza.** prezentowana jest tylko część urojona powiązana z częstotliwością własną) wykazują skorelowanie z kształtem przebiegu czasowego sygnału diagnostyki aktywnej (modulacja częstotliwości). Przedstawiono również charakterystyki amplitudowo-fazowe (**Błąd! Nie można odnaleźć źródła odsyłacza.**) oparte na wynikach identyfikacji modelu parametrycznego z uwzględnieniem położenia tłoczyska.

¹ szum o rozkładzie normalnym



Rys. 2. Wyniki identyfikacji w postaci wartości własnych modelu zależnych od czasu dla różnych rodzajów sygnałów diagnostyki aktywnej - model ARX(5,4,1) identyfikowany ciągle na podstawie bufora kołowego o rozmiarze 200 próbek



Rys. 3. Wyniki identyfikacji w postaci funkcji przejścia przedstawionych jako charakterystyki częstotliwościowe dla różnych rodzajów sygnałów diagnostyki aktywnej (ex01-ex08.mat, model ARX(7,6,1), niebieski -30%, czerwony +20%, zielony +80%, gdzie procent określa wychylenie siłownika z położenia środkowego)

Jako optymalne wybrano sygnały ex05 lub ex07, których amplituda wynosi maksymalnie 1% sygnału bazowego. Inne rodzaje zastosowanych sygnałów wykazują różnorodne niekorzystne cechy, np. sygnał losowy sprawia, że przebieg wartości własnych w czasie staje się procesem stochastycznym powodując, że dokładne oszacowanie wartości własnych jest możliwe na podstawie dłuższej realizacji przebiegu wartości własnych. Wymaga to oszacowania trajektorii wartości własnych z wykorzystaniem estymatorów statystycznych zmniejszających wariancję lub zastosowanie filtrów wygładzających. Jednym z najmniej korzystnych sygnałów diagnostyki aktywnej jest sygnał o zmiennej częstotliwości, który pobudzając obiekt tak silnie nieliniowy jak serwowawór, wzbudza szerokie widmo składowych subharmonicznych i nadharmonicznych, związanych z właściwościami obiektu i sygnałem wejściowym. Utrudnia to znacząco identyfikację parametrów modelu.

4. PODSUMOWANIE

Podczas doboru sygnałów wejściowych diagnostyki aktywnej sumowanych z sygnałami występującymi w układzie regulacji w normalnych warunkach działania, należy uwzględnić:

- Stopień (rodzaj) jego nieliniowości.
- Cel identyfikacji, który może się skupiać: na danych przejściowych (chwilowe pobudzenie obiektu, np. podczas włączania obiektu, lub zmianach intensywności jego działania), danych ze stanu ustalonego podczas pracy obiektu, kiedy to istnieje potrzeba ciągłej identyfikacji właściwości obiektu przy silnej dominacji składników sygnału

wejściowego i znacznym tłumieniu składowych związanych z właściwościami obiektu.

- Zastosowaną metodę identyfikacji, m. in. warunki identyfikacji nieparametrycznej, która jest bardzo wrażliwa na zakłócenia sygnałów wejściowych i wyjściowych (również w obrębie identyfikacji nieparametrycznej istnieje wiele podejść np. widmowe, korelacyjne, które wymagają różnych optymalnych sygnałów wejściowych) [1].

- Możliwe do zastosowania pasmo pomiarowe. W wielu praktycznych aplikacjach pasmo jest niewystarczające do poprawnej rejestracji sygnałów wyjściowych (np. czujniki ciśnienia przenoszą często jedynie niskie częstotliwości).

- Ograniczenia eksploatacyjne - wymaga się pobudzania wybranych elementów w określony sposób, przy zachowaniu stabilności procesu.

- Warunków zewnętrznych związanych ze stałością punktu pracy. Zmiany punktu pracy, np. ekstremalne położenia siłownika, wpływają na wyniki identyfikacji poprzez zmiany lokalizacji zer i biegunów w funkcji położenia.

LITERATURA

- [1] Ljung L.: System identification – Theory for the User. Prentice-Hall, 1999.
- [2] Söderström T., Stoica P.: System Identification. Prentice-Hall International, Hemel Hempstead, U.K. 1988.
- [3] Barszcz T., Czop P.: Report on Diagnostic Models of Actuator Elements of Turbine Control Systems. AGH, Kraków 2003.
- [4] Kościelny J. M.: Diagnostyka zautomatyzowanych procesów przemysłowych, EXIT, 2001.



Dr inż. Tomasz BARSZCZ zajmuje się diagnostyką techniczną w energetyce (głównie wibrodiagnostyka, układ regulacji). Bierze udział w projektowaniu i wdrażaniu systemów diagnostycznych.

MODELOWANIE ELEMENTÓW UKŁADÓW REGULACJI TURBIN PAROWYCH DO ZASTOSOWAŃ DIAGNOSTYCZNYCH

Tomasz BARSZCZ [†], Piotr CZOP ^{††}

[†] Akademia Górniczo-Hutnicza, KRiDM, Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

^{††} LABMOD, ul. Leśna 2a, 42-624 Ossy, p.czop@labmod.com

Streszczenie

Przemysł energetyczny wymaga nowoczesnych rozwiązań diagnostycznych dla podniesienia bezpieczeństwa, sprawności i dyspozycyjności elektrowni. Układy regulacji odgrywają kluczową rolę w eksploatacji poszczególnych bloków. Jakość układów regulacji jest jednym z najważniejszych czynników prowadzących do właściwego zarządzania zasobami elektrowni. Artykuł omawia problemy aplikacji identyfikacji systemów do diagnostyki elementów wykonawczych układu regulacji. Zaproponowane zostało wsparcie identyfikacji systemów przez modele analityczne oraz testy laboratoryjne. Zaprezentowany został krótki przegląd potencjalnych stanów uszkodzeń..

Słowa kluczowe: diagnostyka, identyfikacja systemów, model analityczny

Summary

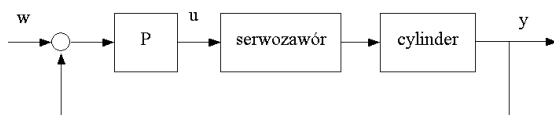
The power generation industry requires modern diagnostic solutions to increase safety, efficiency and availability of power plants. Control systems play vital role in particular unit operation. Quality of steam turbine control systems is one of key factors for proper management of power plant assets. The paper discusses possible applications of system identification to diagnose of control system actuator elements. Support of system identification by analytical models and laboratory tests were proposed. A brief review of potential failure modes was presented.

Keywords: diagnostics, system identification, analytical model

1. DEFINICJE POJĘĆ

Identyfikacja parametrów - estymacja wartości parametrów modelu ARX na podstawie zarejestrowanych sygnałów pomiarowych. Przyjęto zapis i oznaczenie zastosowanych struktur modelu zgodne z literaturą [1].

Układ laboratoryjny - stanowisko badawcze składające się z zespołu pomp, serwozaworu oraz siłownika dwustronnego działania. Schemat blokowy układu hydraulicznego przedstawia rysunek (Rys. 1). Stanowisko laboratoryjne zostało skonfigurowane przez pracowników Katedry Automatykacji Procesów Przemysłowych AGH, Kraków.



Rys. 1. Schemat funkcjonalny układu laboratoryjnego

Obiekt przemysłowy - turbina parowa upustowo-przeciwprężna.

Układ regulacji obiektu przemysłowego – regulator elektroniczny (system UNIMAT 3M) wraz z elementami wykonawczymi: zespołem pomp i filtrów, przetwornikiem elektrohydraulicznym (EH) oraz serwomotorem obrotowym na który składają się: siłownik sterujący, mechanizm regulatora mechanicznego,

rozdzielacz, główny siłownik wykonawczy o ruchu obrotowym.

2. WSTĘP

Metody FDI są najczęściej oparte na modelach diagnozowanych obiektów. Jakość modelu jest kluczowa dla jakości diagnozy. Proces modelowania jest z jednej strony kluczowy – z drugiej jednak napotykamy w nim na liczne problemy.

Hydrauliczne układy wykonawcze wykazują silne nieliniowości statyczne i dynamiczne. Wynika to z praw fizycznych związanych z przepływem cieczy przez otwory, geometrią wykonania oraz właściwościami cieczy. Analiza układu hydraulicznego jest możliwa wyłącznie w pobliżu określonego punktu operacyjnego (położenia, ciśnienia, przepływu, temperatury itd.), w związku z tym konieczne jest przeprowadzenie linearyzacji równań modelujących działanie układu. Hydrauliczne układy wykonawcze realizują ruch obrotowy lub liniowy. Napędy obrotowe charakteryzują się dużą sztywnością rezonansową umożliwiającą stosowania dużych współczynników wzmocnienia w pętli sprzężenia zwrotnego. Napędy liniowe wykazują mniejszą sztywność hydrauliczną wynikającą ze ściśliwości oleju. W obydwu przypadkach sztywność układu tłoczysko-cylinder zmienia się w funkcji wysunięcia lub obrotu tłoczyska.

Podstawowymi symptomami diagnostycznymi w przypadku analizy hydraulicznych elementów wykonawczych są częstotliwości własne, odpowiadające im tłumienia oraz przesunięcia fazy. Częstotliwości własne są definiowane jako zależne głównie od mas tłoczyisk, obciążenia zewnętrznego (głównie siłownika), efektywnych powierzchni tłoków, skoku siłownika oraz stałych charakteryzujących ciecz. Przykładowo zwiększenie ilości oleju w komorze siłownika wykonawczego powoduje zmniejszenie sztywności i jednocześnie zmniejszenie częstotliwości oscylacji własnych. Typowe wartości częstotliwości rezonansowych pod obciążeniem (około 10% obciążenia maksymalnego siłownika) dla serwowozaworu wynoszą 21 [Hz] (przesunięcie fazy $-90[\text{deg}]$). Przetwornik elektrohydrauliczny (EH) zastosowany w obiekcie przemysłowym posiada częstotliwość własną rzędu 30 [Hz], serwomotor 5-9 [Hz].

Z teoretycznych i identyfikowanych parametrycznie/ nieparametrycznie funkcji przejścia przedstawianych jako charakterystyki amplitudowo-fazowe lub rozmieszczenia zer/biegunów można odczytać informacje o:

- występujących częstotliwościach rezonansowych i wzbudzeniach poszczególnych elementów wykonawczych,
- wymaganych i rzeczywistych pasmach przenoszenia poszczególnych elementów,
- opóźnieniach fazowych w przenoszeniu oscylacji o danej częstotliwości,
- opóźnieniach w odpowiedzi na wejściowy sygnał skokowy w dziedzinie czasu.

Wszystkie odczytane informacje na podstawie zidentyfikowanych funkcji przejścia mogą zostać wykorzystane w diagnostyce elementów wykonawczych, jeżeli znane są odwzorowania symptomy-uszkodzenia.

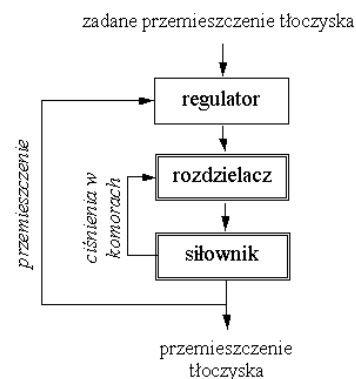
3. POTRZEBA MODELOWANIA I JEJ UWARUNKOWANIA

W ramach projektu celowego¹ podjęta zostanie próba opracowania modułu diagnostycznego układu regulacji turbin parowych. W pierwszym etapie prac rozpoczęto opracowywanie katalogu typowych relacji diagnostycznych. Katalog będzie wspomagał praktyczną realizację zadań związanych z wnioskowaniem diagnostycznym składającym się z dwóch etapów: detekcji oraz rozpoznania uszkodzenia. Podstawą wnioskania są symptomy diagnostyczne, wśród których można wyróżnić proste i złożone.

Prostym symptomem diagnostycznym jest wartość sygnału w czasie. Przyjęcie odpowiednich limitów (granicy), w jakich powinna znajdować się wartość sygnału (np. ciśnienie oleju w cylindrze) pozwala ocenić jakość pracy zespołu hydraulicznego. Symptomy złożone umożliwiają

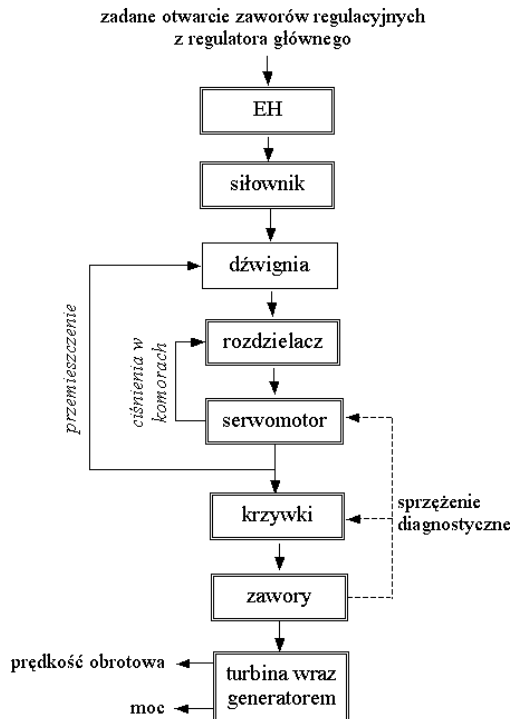
wnioskowanie o niesprawnościach, które są trudno wykrywalne poprzez obserwację wyłącznie wartości sygnałów. Do takich symptomów można zaliczyć zmiany w wartościach amplitud i faz na charakterystykach częstotliwościowych, równoważnym rozmieszczeniu biegunów i zer dla modelu parametrycznego. Diagnostyka posługująca się takimi symptomami nazywana jest diagnostyką opartą na modelu. Taki rodzaj diagnostyki wymaga zastosowania modelu umożliwiającego uzyskanie jak najlepszego opisu właściwości obiektu lub instalacji, a z drugiej strony wymagającego jak najmniej wiedzy o obiekcie. Do oszacowania wartości parametrów modelu diagnostycznego stosuje się identyfikację systemów wspomaganą analizami teoretycznymi w celu określenia optymalnej struktury identyfikowanego modelu. Najbardziej efektywnym narzędziem analizy teoretycznej jest nieliniowy model analityczny pozwalający efektywnie badać wpływ zmian wartości parametrów oraz struktury na dokładność modelowania, np. poprzez linearyzację i wykreślanie charakterystyk wartości własnych w zależności od wybranych parametrów modelu. Budowa takiego modelu, a w szczególności modelu układu regulacji, jest kosztowna i długotrwała.

Modelowanie układu regulacji (Rys. 2, **Błąd! Nie można odnaleźć źródła odsyłacza.**) przeprowadzono w oparciu o obiekt laboratoryjny (dostępne były charakterystyki dynamiczne oraz wartości katalogowe podstawowych parametrów fizycznych i geometrycznych) oraz obiekt przemysłowy (dostępne była dokumentacja konstrukcyjna oraz podstawowe charakterystyki statyczne).



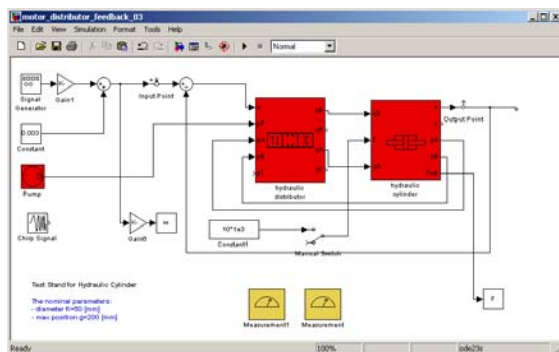
Rys. 2. Uproszczony schemat funkcjonalny modelu układu laboratoryjnego z wyróżnieniem elementów wykonawczych

¹ Projekt celowy KBN



Rys. 3. Uproszczony schemat funkcjonalny modelu układu regulacji turbiny parowej

Wykonano modele następujących elementów wykonawczych dla instalacji przemysłowej [3]: przetwornika elektrohydraulicznego sterującego ciśnieniem w linii dostarczającej olej sterujący do siłowników wykonawczych, zespołu napędowego zaworów regulacyjnych składającego się z siłownika sterującego, mechanizmu mechanicznego sprzężenia zwrotnego, dwukomorowego serwomotoru napędowego, rozdzielacza sterującego przepływami do serwomotoru, zespołu zaworów regulacyjnych otwieranych sekwencyjnie mechanizmem krzywkowym



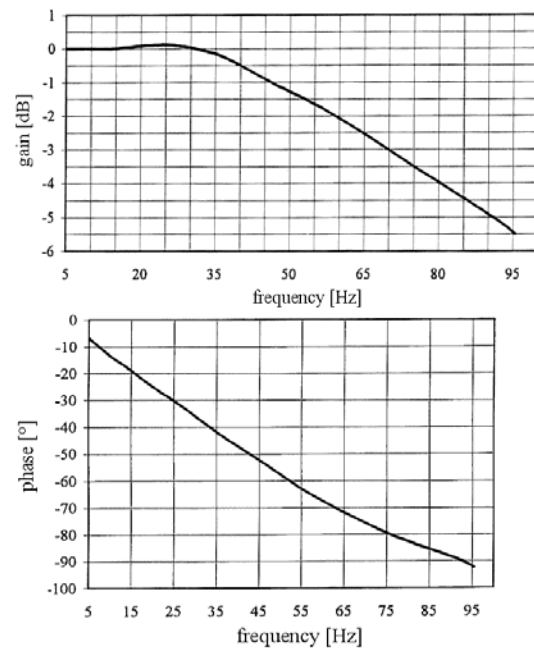
Rys. 4. Model układu laboratoryjnego zrealizowany w Simulinku

Dla instalacji laboratoryjnej powstały modele [3]: serwowozaworu proporcjonalnego, siłownika hydraulicznego dwukomorowego (Rys. 4).

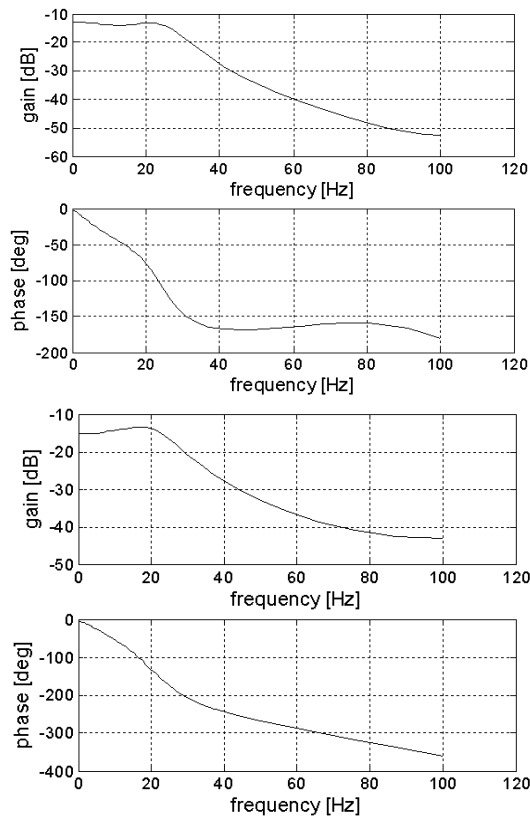
4. TESTY

Wykorzystując model układu laboratoryjnego symulowano typowe stany, w których może znajdować się uszkodzony układ regulacji. Analizowano między innymi wpływ nastaw regulatora proporcjonalnego oraz wpływ wartości obciążenia na postać charakterystyki amplitudowo-fazowej. Zgodnie z oczekiwaniami zaobserwowano zmiany wartości własnych modelu serwowozaworu pod wpływem zmiany obciążenia roboczego potwierdzone również w testach laboratoryjnych.

Analizy z wykorzystaniem modeli analitycznych i symulacji numerycznych poszerzono o pomiary układu laboratoryjnego. Przeprowadzono identyfikację modelu ARX w celu uzyskania typowych charakterystyk systemowych: wykresów Bodego, Nyquista, położenia zer/biegunów, odpowiedzi impulsowej. Następnie porównano otrzymane charakterystyki metodą identyfikacji parametrycznej, symulacji numerycznej oraz z dokumentacją producentów poszczególnych komponentów układu hydraulicznego. Przykładowo wybrano charakterystyki amplitudowo-fazowe serwowozaworu (Rys. 5, Rys. 6).



Rys. 5. Charakterystyki amplitudowo-fazowe serwowozaworu zastosowanego w układzie laboratoryjnym podane przez producenta (natężenie prądu sterującego - przepływ oleju)



Rys. 6. Charakterystyki częstotliwościowe serwowozoru estymowane przy wykorzystaniu modelu ARX(5,4,1) oraz bufora o rozmiarze 200 próbek, na podstawie danych laboratoryjnych (górnny wykres) oraz danych wygenerowanych na podstawie numerycznej symulacji modelu analitycznego (dolny wykres) (wejście modelu: natężenie prądu sterującego, wyjście modelu: ciśnienie w komorze dolnej siłownika)

Dalsze badania będą zmierzać do stopniowego uzupełniania katalogu uszkodzeń o nowe opisy, mające swoje odzwierciedlenie w modelu analitycznym oraz badaniach laboratoryjnych. Oczekiwana jest jakościowa zgodność wyników pozwalająca odnieść wypracowane podejścia diagnostyczne bezpośrednio do układu regulacji turbiny parowej.

5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Etap modelowania uszkodzeń oraz jednoczesna weryfikacja zaproponowanej metody parametrycznej identyfikacji systemów składa się na pierwszy etapem opracowania modułu diagnostycznego. Moduł diagnostyczny pozwoli na wyznaczanie charakterystyk dynamicznych (Bode, Nyquist, bieguny/zera, odpowiedzi impulsowej i jednostkowej) układu regulacji w warunkach działania na podstawie identyfikacji parametrycznej, z możliwością zapisu parametrów modelu w bazie danych. Wyznaczanie

charakterystyk będzie możliwe bez demontażu elementów wykonawczych lub przewożenia ich na specjalne stanowiska testowe.

Dotychczasowe rezultaty modelowania, identyfikacji oraz testów laboratoryjnych potwierdzają poprawność przyjętych założeń. Przeprowadzone badania pozwoliły na dostrojenie modelu do układu laboratoryjnego i uzyskania zgodnych charakterystyk na podstawie metod identyfikacji. Dalsze badania będą polegały na uzupełnianiu katalogu uszkodzeń oraz przeprowadzaniu testów na stanowisku wyposażonym w elementy wykonawcze z obiektów przemysłowych. Prowadzone testy będą wspomagane bardziej złożonym modelem układu regulacji turbiny parowej.

LITERATURA

- [1] Ljung L.: System identification – Theory for the User. Prentice-Hall, 1999.
- [2] Söderström T., Stoica P.: System Identification. Prentice-Hall International, Hemel Hempstead, U.K. 1988.
- [3] Barszcz T., Czop P.: Report on Diagnostic Models of Actuator Elements of Turbine Control Systems. AGH, Kraków 2003.
- [4] Chiang L.H.: Fault Detection and Diagnosis in Industrial Systems. Springer, 2000.



Dr inż. Tomasz BARSZCZ zajmuje się diagnostyką techniczną w energetyce (głównie wibrodiagnostyka, układ regulacji). Bierze udział w projektowaniu i wdrażaniu systemów diagnostycznych



Dr inż. Piotr CZOP zajmuje się tematyką Badań i Rozwoju w zakresie praktycznych zastosowań metod modelowania i identyfikacji systemów

SUPPORTING DIAGNOSTIC INFERENCE BY MATHEMATICAL MODELLING FROM ONE-STAGE TO PLANETARY GEARBOX SYSTEMS

Walter BARTELMUS

Wrocław University of Technology
Machinery Systems Division
Pl. Teatralny 2 50 051 Wrocław Poland
walter.bartelmus@pwr.wroc.pl
www.ig.pwr.wroc.pl/~bartel/

Summary

The paper shows possibilities of using mathematical modelling and computer simulations for supporting fault detection in gearbox systems. The paper refers to the model given by L. Muller in which the two wheels of a gear-set are reduced to one body. The paper gives the review of the systems with one and two-stage gear-sets. The models are used to investigate influence features/factors of systems with gear-sets to vibration. The torsional and lateral vibration is considered as the signal of a gearbox condition. The factors having influence to vibration signal are divided into four groups, that is: design factors, technology factors, operational factors and change of condition factors. The paper refers to modelling of planetary gearboxes. The paper also refers to the model-based fault diagnosis. Model-based is defined as determination of faults of the system from comparison of available gearbox system measurements with a priori information represented by the system's mathematical model, through generation of residual quantities.

Keywords: Inference, modelling, gearbox, diagnostics, simulation

WSPOMAGANIE WNIOSKOWANIA DIAGNOSTYCZNEGO MODELOWANIEM MATEMATYCZNYM W ZAKRESIE OD PRZEKŁADNI JEDNOSTOPNIOWEJ DO PLANETARNEJ

Streszczenie

Praca pokazuje możliwości wykorzystania modelowania matematycznego i symulacji komputerowej do wspomagania wykrywania uszkodzeń w układach z przekładniami zębatymi. Praca nawiązuje do modelu L. Mullera w którym dwa koła zębate redukowane są do jednego ciała. Praca jest przeglądem układów z przekładnią jednostopniową i dwustopniową. Modele są używane do badania wpływu cech układu na z przekładniami zębatymi na generację drgań. Rozpatrywane są drgania skrętne i poprzeczne jako sygnał stanu przekładni. Czynniki wpływające na sygnał drganiowy podzielone są na cztery grupy a mianowicie: czynniki konstrukcyjne, technologiczne, eksploatacyjne i czynniki związane ze zmianą stanu. Praca nawiązuje również do modelowania przekładni planetarnych. Nawiązano również do diagnostyki opartej o modelowanie matematyczne (model-based diagnostic). Ten rodzaj diagnostyki zdefiniowano jako wykrywanie uszkodzeń w systemie na podstawie porównania bieżących wyników pomiarowych z informacjami przyjętymi a priori reprezentowanymi jako model matematyczny i powstającego w wyniku tego porównania sygnału rezydualnego.

1. INTRODUCTION

Mathematical modelling and computer simulation (MMCS) [1–26] has proved to be very important tool for supporting diagnostic inference (SDI) [9-26]. We may also say that the aim of MMCS is to detect faults in a system. In the paper the term fault is used rather than failure to denote a malfunction rather than a catastrophe. The term failure suggests complete brake down of a system component of function, while the term fault may be used to indicate that malfunction may be tolerated at its present stage. A fault must be diagnosed as early as possible even it is tolerable at its early stage, to prevent any serious consequences.

Development of SDI based on MMCS has been going though many sages. For SDI of gearboxes dynamic models have been developed starting with creation one body model [1] excited by train of errors/faults moved with the speed of circumference velocity of two mating gears. Faults were separated with distance equivalent to a pitch distance of teeth. Next step is connected with development model of one stage gearbox incorporated into the system consisting of an electric engine, flexible coupling and driven machine [5-12]. Parallel model developments are given in [2 – 4]. For modelling such system and using for SDI many factors has to be taken into consideration. The factors can be divided into four groups namely: design factors

(DF), technology factors (TF), operation factors (OF), condition change factors (CCF); (collectively) DPTOCCF. All the mentioned factors have influence to dynamic behaviour of the system. Investigating influence of DPTOCCF to vibration generated by the system with a gearbox it is possible to infer relation between gearbox condition and symptoms given by vibration signal. Big progress in SDI is given by model development for system with a two-stage gearbox [13-26]. On issues of SDI of gearboxes the author in conference proceedings and journals publishes many papers. Among the conferences there are: Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management (COMADEM) [6,13,21] Quality Reliability & Maintenance (QRM) [9,17] Condition Monitoring (CM) [5,24] Mine Planning and Equipment Selection (MPES) [18], International Conference on Mechatronics (ICOM) [22], International Measurement Confederation (MEKO) [15], ASME Power Transmission and Gearing. Among journals: International Journal of Rotating Machinery [23], Journal of COMADEM [11], Mechanical Systems and Signal Processing [16], Transactions of the Institute of Measurement and Control [22]. All the publications are presenting DPTOCCF based way for gearbox diagnostic inference. New developments are going towards to creation a dynamic model for a system with planetary gearboxes and generated signal analysis for SDI. Till now has been obtained diagnostic vibration signal interpretation using mathematical

modelling and computer simulation. Current challenge in diagnostic method developments using mathematical modelling and computer simulation (MMCS) is to give the background for inferring process automation using neural networks [26]. The alternative way is to use MMCS for model-based fault detection for which is a need to create what is called a robust model. The robust model is used in the process of diagnostic automation as analytical redundancy [32,33].

2. MATHEMATICAL MODELLING AND COMPUTER SIMULATION FOR SUPPORTING DIAGNOSTIC INFERENCE

The discussion on MMCS for better understanding of influence of DPTOCCF to diagnostic signal we may start if we consider the scheme given in Fig.1, [12 and 25]. Primary factors are given by DF and TF, secondary factors are given by CCF, motion factors are given by OF. As it is given in Fig.1 design factors/features are divided into geometric and material factors. Geometric factors are divided into macro-geometrical and micro-geometrical. Macro-geometrical factors are described by; structural form, admissible tolerances, shape errors and others. Material factors are given by module of elasticity, damping coefficients, oil properties and so on. Seizing, pitting and so on describe change of condition factors (faults). A load and rotational speed give operation factors.

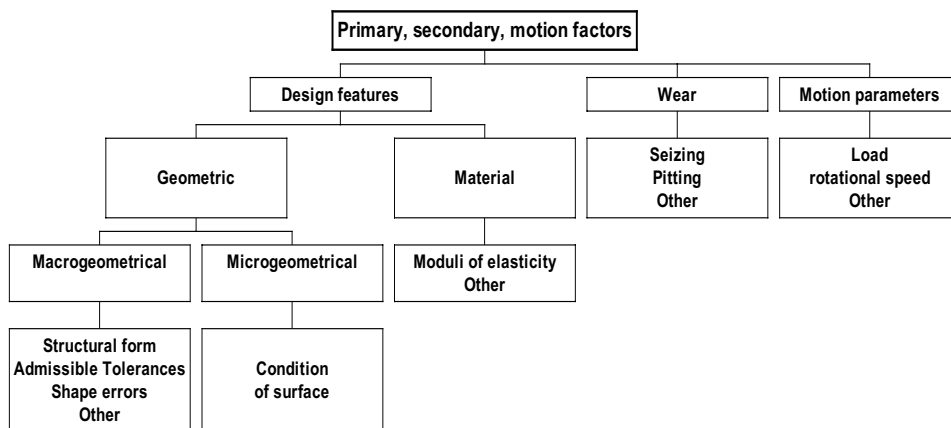


Fig.1 Factors affecting diagnostic signal [12 and 25].

Gearing co-operation errors for new gearing a), and for failed gearing by pitting b) are given in Fig.2. Fig.2a gives collective description of gearing design factors. Fig.2b gives collective description

of gearing condition after wear. Joint description of DF and one of OF as a gear load is given in Fig.3.

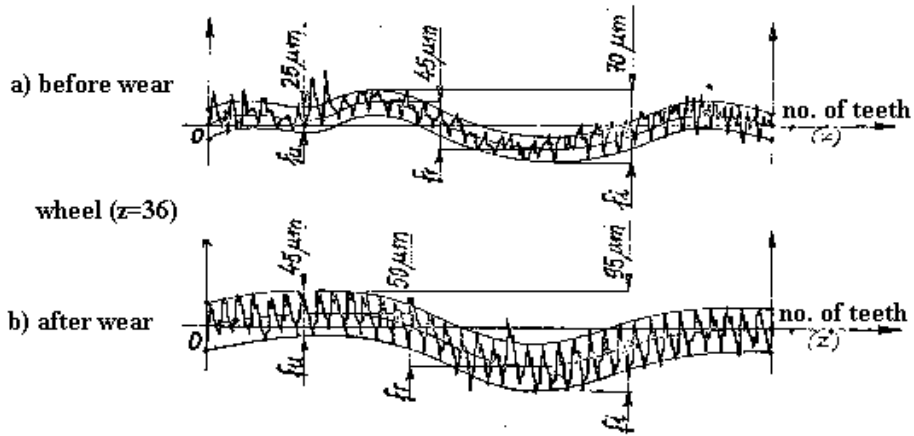


Fig. 2. Gearing co-operation errors for new gearing a), and for failed gearing by pitting b)

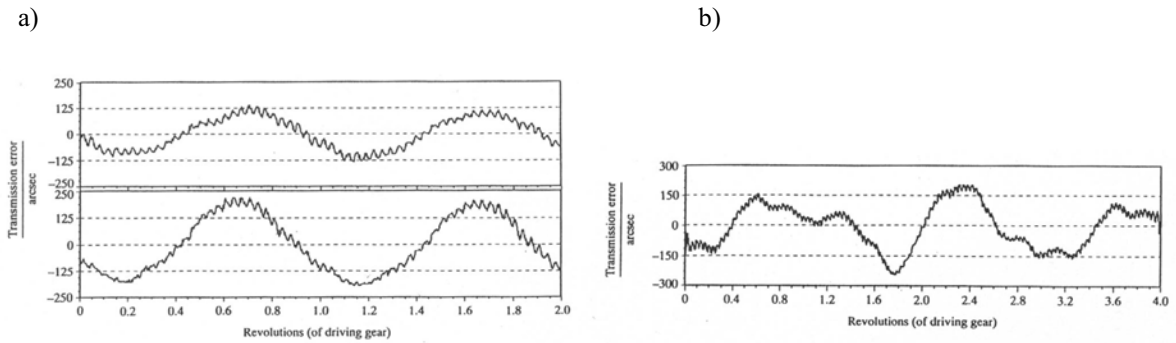


Fig.3. Gearing co-operation errors (transmission error) for gear-set with ratio $u = 1$ - a), and for $u > 1$ - b), [27]

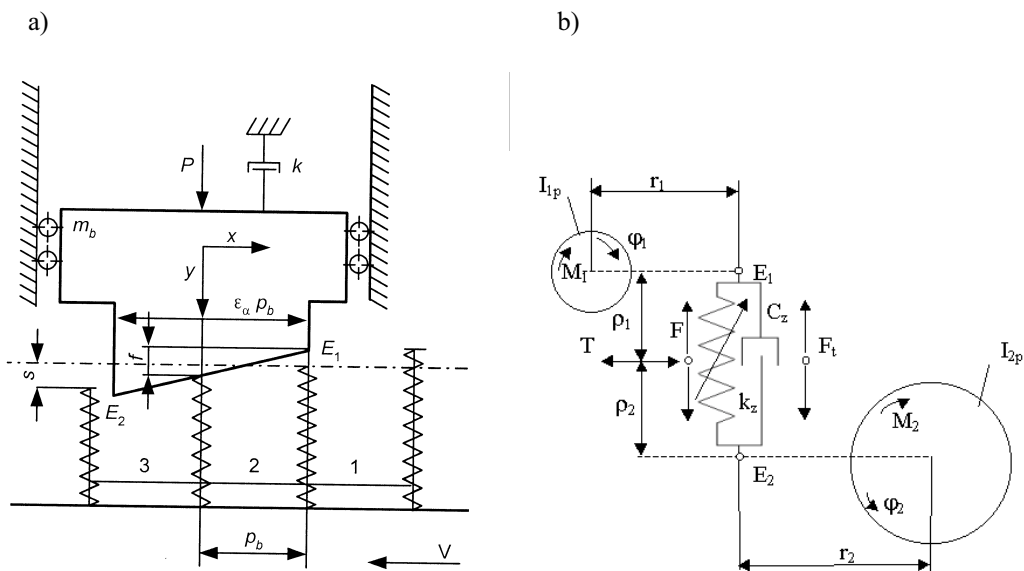


Fig.4 One-body two-parameter model of gearbox by Muller [1] - a) two-wheel, two-parameter model of gearbox [12] - b)

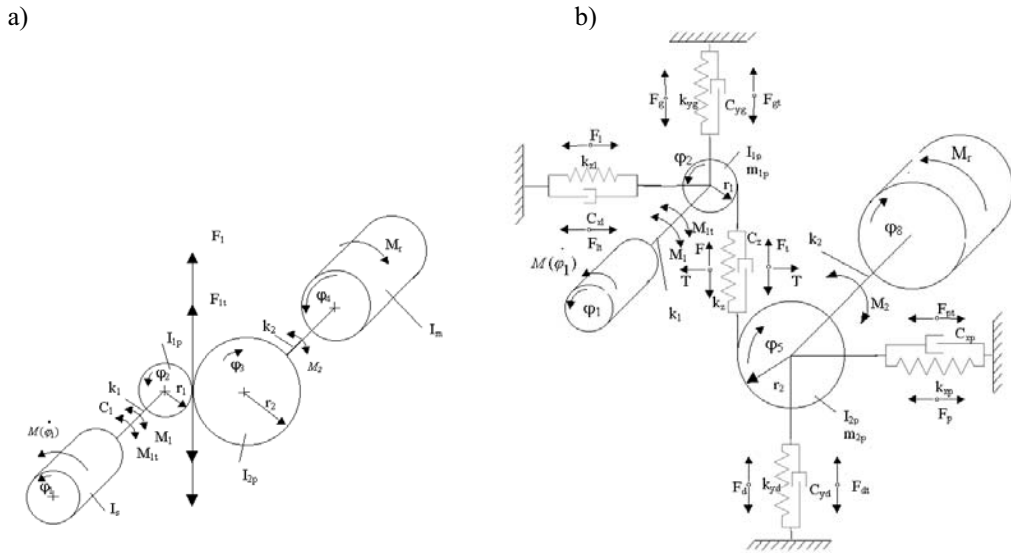


Fig.5a) System with one-stage gearbox with: $M_s(\varphi)$ - electric motor driven moment characteristic; M_1, M_2 - moments of shaft stiffness; I_s, I_m - moments of inertia for electric motor and driven machine; M_{1t} - damping moment of clutch/coupling; C_1 - damping coefficient of coupling; F, F_t - stiffness and damping inter-tooth forces; k_1, k_2 - stiffness of shafts [5] b) Gearbox

system, with eight degrees of freedom, driven by electric motor moment $M_s(\varphi_1)$ and loaded with external moment M_r ; the system consists of: rotor inertia I_s , gear inertia I_{1p}, I_{2p} , gear masses m_{1p}, m_{2p} , driven machine inertia I_m , gearing stiffness k_z and damping C_z , gearing stiffness force F and damping force F_t , gearing friction force T , internal moments in first shaft $M_1; M_{1t}$ (M_{1t} clutch damping moment), inner moment in second shaft M_2 , internal stiffness and damping forces of upper and vertical supports ($F_{v1}, F_{v1t}; F_{v2}; F_{v2t}$), stiffness and damping parameters of vertical horizontal supports ($k_{v1} k_{v2}, C_{v1}, C_{v2}$) internal stiffness and damping forces of horizontal supports ($F_{h1}, F_{h1t}, F_{h2}, F_{h2t}$), stiffness and damping parameters of upper and lower support ($k_{h1}, k_{h2}, C_{h1}, C_{h2}$) [16, 25]

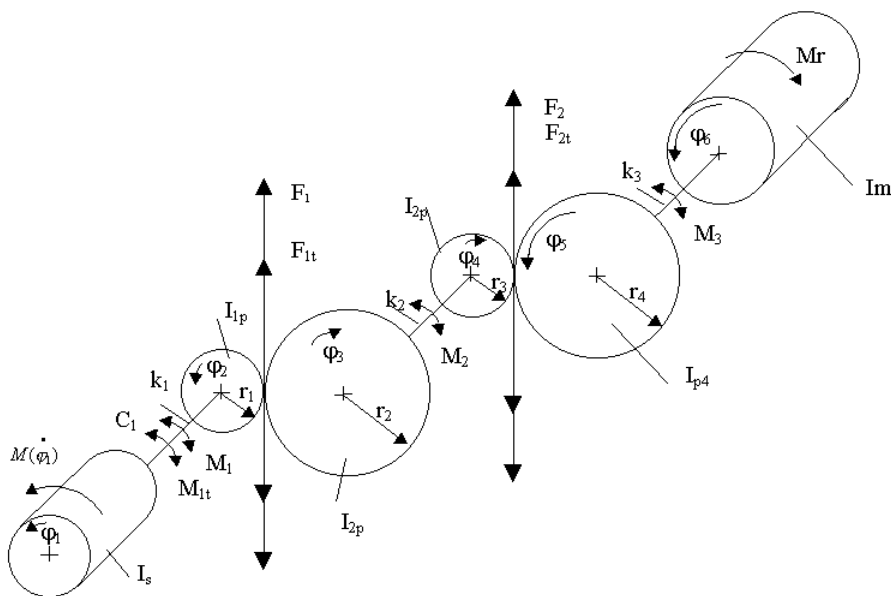


Fig.6 Two-stage gearing system with six torsional degrees of freedom, electric motor moment $M_s(\varphi_1)$ and external load moment M_r ; system consists of: rotor inertia I_s , gear inertia of first stage I_{1p}, I_{2p} , gear inertia of second stage I_{3p}, I_{4p} , driven machine inertia I_m , gearing stiffness k_z and damping C_z , gearing stiffness forces F_1, F_2 , and damping force F_{1t}, F_{2t} , internal moments in first

shaft M_1 ; M_{1t} (M_{1t} coupling damping moment), internal moment in second and third shaft M_2 and M_3 , [20, 25]

Mathematical modelling of gearbox systems is the subject of many publications [1 – 4] and many publications given by the author [5 – 25] which reviewing is the subject of this paper. Muller's [1], one-stage gearbox model is shown in Fig.4a). It is a two-parameter (stiffness and damping) model. The inertia of the two gear wheels is reduced to one body. The motion of the two lumped body is equivalent to the relative motion of the two gear wheels. The motion is caused by the relative motion of springs (having different length) in contact with the body. The motion of the springs with velocity v [m/s] is equivalent to the pitch-line velocity of the wheels. As one can see in the model shown in Fig.4a) the motion of the body has no influence on the instantaneous change of v as in actual gearboxes. This weakness of the Muller 1979 model, and no possibility of building multistage gearbox models, made the author seek a new model. It is more

convenient to use a model with the rotary motion of the wheels and torsional vibration, and thus overcome the weakness of the Muller's model. The torsional vibration is also given in models in [2-3]. The simplest model of this kind is shown in Fig.4b). The system with one-stage gearbox is given in Fig.5a) and b). In a gearbox model given in Fig.5a) only torsional vibration is taken into consideration but in a model given in Fig.5b) both torsional and lateral vibration is taken into consideration so is given in [3, 4]. Results for computer simulations using the model given in Fig.5a) are given in papers [5 – 12, 14, 17]. Two-stage gearing system is given in Fig.6 and results of computer simulations are given in [13, 16 – 25] in the system only torsional vibration is considered. A system with the two-stage gearbox with possibility of analysing torsional and lateral vibration is given in Fig.7.

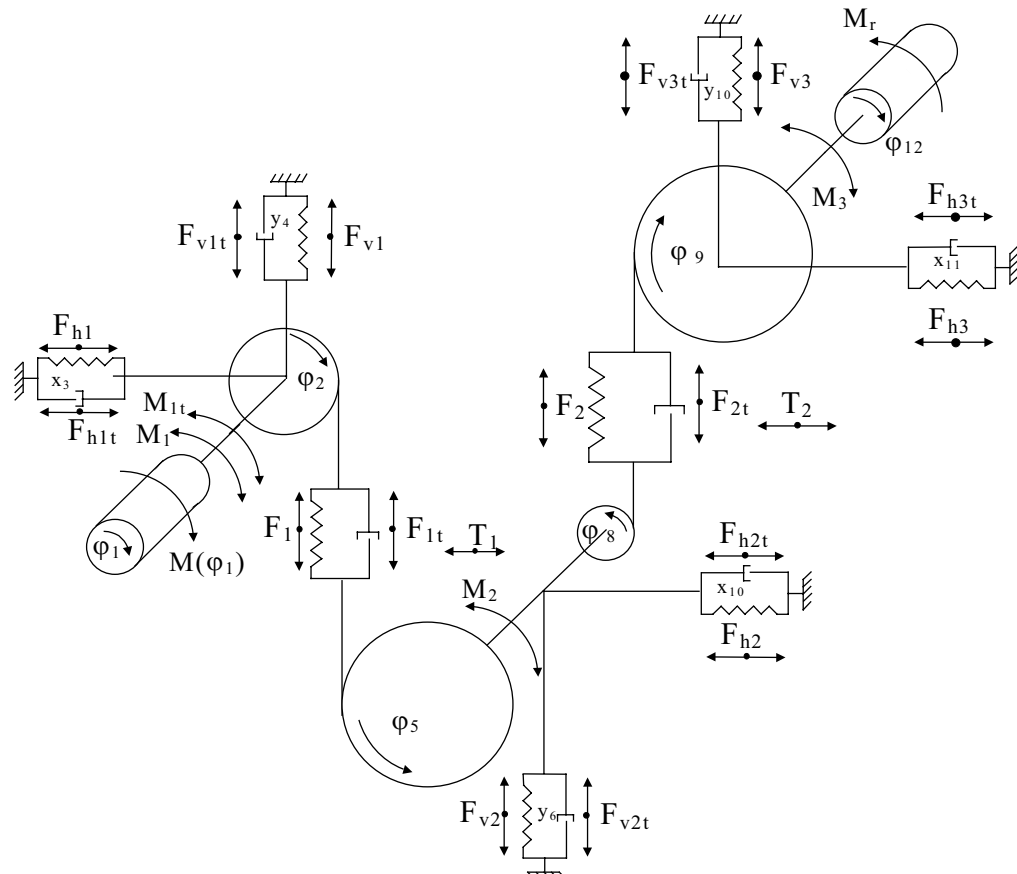


Fig.7 Two stage gearbox system, with twelve degrees of freedom, driven by electric motor

moment $M_s(\varphi_1)$ and loaded with external moment M_r ; system consists of: rotor inertia I_s , gear inertia $I_{1p}, I_{2p}, I_{3p}, I_{4p}$ gear masses m_{1p}, m_{23p}, m_{4p} driven machine inertia I_m , gearing stiffness k_{z1}, k_{z2} and damping C_{z1}, C_{z2} ; gearing stiffness forces F_1, F_2 and damping force F_{1t}, F_{2t} ; gearing friction forces T_1, T_2 ; internal moments in first shaft M_1 ; M_{1t} (M_{1t} clutch damping moment), inner moment in second shaft M_2 and third shaft M_3 , internal stiffness and damping forces of horizontal and vertical supports ($F_{h1}, F_{h1t}; F_{h2}, F_{h2t}; F_{h3}, F_{h3t}; F_{v1}, F_{v1t}; F_{v2}, F_{v2t}; F_{v3}, F_{v3t}$), stiffness and damping parameters of horizontal and vertical supports ($k_{h1}, C_{h1t}; k_{h2}, C_{h2t}; k_{h3}, C_{h3t}; k_{v1}, C_{v1t}; k_{v2}, C_{v2t}; k_{v3}, C_{v3t}$).

Mathematical modelling and computer simulation can be applied to gearbox dynamic examinations to support diagnostic signal evaluation for diagnostic inference. This is the main aim of the presented research. General information, on gearing, needed for the computer simulation of gearbox behaviour is given in [12] and [25]. The papers show that MMCS enable the detailed investigation of the dynamic properties of a gearing system. All the basic factors such as: design, production technology, operation and change of the gearing system condition, which have a bearing on the vibration generated by a gear-set, can be investigated. Using computer simulation and taking these factors into account: Design, Production Technology, Operation and Condition Change factors leads to DPTOCC inferring diagnostic information of the gearing system condition. The causes of vibration in gearboxes are mainly tooth errors Fig2 and 3, which together with a gearing deflection, show the gearing condition and the vibration is an indication of them. The computer simulation results are referred to the laboratory rig investigation results presented in [28] and to the field measurements reported in [29 - 31]. As mentioned above, the vibration of a gearbox indicates whether there are tooth errors in it. The errors appear at the production stage and during change of condition. The nature of the gear wheel interaction is such that non-linear phenomena occur caused by friction, inter-tooth backlash, impact-like inter-tooth forces and periodic changes in tooth stiffness. As a result, inter-tooth forces may exceed the force values, which follow from the gearbox system's rated moment. Mathematical description allowing one to include these phenomena in the equation of motion is given in [12], [25]. The inter-tooth forces increase dramatically in unstable conditions. A one-stage gear system operates in resonance conditions and is unstable when the gearbox system's mesh frequency is equal to its natural frequency. In such conditions the inter-tooth forces are two times or more greater than the rated forces. The phenomenon of resonance has not been investigated fully for gearbox systems but some considerations are given in [6], [11] and [25].

Computer simulations reveal that conditions similar to those occurring at resonance may result as errors (pitting, scuffing of teeth flanks and failure of bearings) increase during the service of a gearbox system. In the present paper refers to current developments in gearbox modelling are presented. In papers shown that a flexible coupling and an error mode random parameter have an influence on gearbox stability (tooth separation). An error mode is described by several parameters, i.e. maximum error value, shape of error plot and random error fluctuation depth [11, 12, 25].

3. MODELLING PLANETARY GEARBOXES

Modelling planetary gearboxes we have quite new situation. The case of planetary gearboxes gives new problems first is a choice of a planetary gearbox model with suitable simplifications. The most important difference in comparing to presented above models is planetary movement of some wheels called planets. The main advantage of planetary gearbox is transmitted power concentration per unit volume of space taken by a planetary gearbox. The simplest planetary gearbox consists of gears called a sun, planet and ring, and an arm. One of the cases is when the sun is standstill and the planet makes a planetary movement, rotation about its axis with rotation about the sun axis. In this case a number of ring rotation is an input rotation n_{ri} [RPM] and rotation of an arm is the output n_o [RPM]. In this case the ring also rotates about its axis, which is also the sun axis. The most frequent case is when the sun rotates with its input rotation n_{si} [RPM] and the planet makes the planetary movement, the ring is standstill, and rotation of an arm is the output n_o [RPM]. The third case is when all three elements of a planetary gearbox are in rotation. In the third case we have two inputs rotation of the sun n_{si1} [RPM] and the ring rotation n_{ri2} [RPM], the output rotation n_o [RPM]. In this third case in use of this type of a planetary gearbox for driving systems for bucket wheels, slewing gearing in bucket wheel excavators where a gearbox has two outputs with equal rotation n_o [RPM]. Taking into consideration number of teeth: for the sun z_1 for the planet z_2 and for the ring z_3 . The ratio for the three cases is given: for the first case $u_1 = 1 + z_1/z_3$, for the second case $u_2 = 1 + z_3/z_1$, for the third case $u_3 = (1 + z_3/z_1)/(1 - n_{ri2}/n_{si1} z_3/z_1)$. If we take for further consideration the second case the meshing frequency generated between a sun and planet $f_{12} = n_{si} z_1 z_3 / [60(z_1 + z_3)]$, and frequency generated between planet and ring $f_{23} = n_{ri} z_1 / 120$.

4. MODEL-BASED FAULT DIAGNOSIS

Model-based fault detection and isolation (FDI) makes use of mathematical models of the gearbox system. Model-based fault diagnosis [32] can be defined as the determination of faults of a system from comparison of available system measurements with a priori information represented by the system's mathematical model, through generation of residual quantities and their analysis. A residual is a fault indicator or an accentuating signal, which reflects the faulty situation of the monitored system. A traditional approach to fault diagnosis in the wider application context is based on "hardware (or physical /parallel redundancy" methods which use multiple

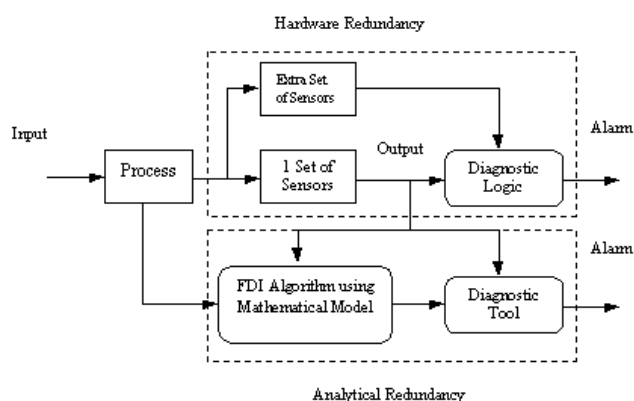


Fig.8 Hardware vs. analytical redundancy [32]

lanes of sensors, actuators, computers and software to measure and/or control a particular variable. The major problems encountered with hardware redundancy are extra equipment and maintenance and cost and, further more the additional space required to accommodate the equipment. Fig.8 illustrated the hardware vs. analytical redundancy concepts. No additional hardware faults are introduced into an analytical redundant scheme, because no extra hardware is required, hence analytical redundancy is potentially more reliable than hardware redundancy.

5. CONCLUSIONS

The paper gives review of achievements in mathematical modelling and computer simulations for supporting diagnostic inference for fault detection. Presenting models give possibility of investigation all factors, which have influence to vibration signal generation. The factors are divided into four groups: design factors, technology factors, operation factors and change of condition factors. It is given an introduction to planetary gearbox modelling and what is called model - based diagnostic for fault detection which can be used in mechatronic systems.

LITERATURE

- [1] Müller L.: Gearboxes – design, (in Polish) WN-T Warszawa 1996, p.724
- [2] Dąbrowski Z. Radkowski S. Wilk A.: Gearbox dynamic, investigation and simulation in operation orientated design, (in Polish) ITE Warszawa-Katowice-Radom 2000, s.195
- [3] P. Vexlex, M. Maatar, A Mathematical Model for Analysing the Influence of Shape Deviations and Mounting Errors on Gear Dynamic Behaviour, *Journal of Sound and Vibration* (1996) 191(5), pp. 629-660
- [4] Łazarz B.: Identified dynamic model of a gearbox as a base ground for design. *Monograficzna Seria Wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji – Studia i Rozprawy*, Katowice – Radom 2001.
- [5] W. Bartelmus, Computer Simulation of Vibration Generated by Meshing of Toothed Wheel for Aiding Diagnostics of Gearboxes, *Conference proceedings Condition Monitoring '94 Swansea, UK PINERIDGE PRESS Swansea, UK*, pp.184-201.
- [6] W. Bartelmus, Diagnostic Symptoms of Unstability of Gear Systems Investigated by Computer Simulation. *Proceedings of 9th International Congress COMADEM 96 Sheffield, July 1996*, pp. 51- 61
- [7] W. Bartelmus, Influence of Random Outer Load and Random Gearing Faults on Vibration Diagnostic Signals Generated by Gearbox Systems, *Proceedings of 10th International Congress COMADEM 97*, 58-67.
- [8] W. Bartelmus, Transformation of Gear Inter Teeth Forces into Acceleration and Velocity, *Proceedings of The 7th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 22-26 February 1998 Honolulu, Hawaii, USA, and in *International Journal of Rotating Machinery*, 1999, Vol5, No. 3, pp.203-218.
- [9] W. Bartelmus, New Gear Condition Measure from Diagnostic Vibration Signal Evaluation, *Proceedings of The 2nd International Conference, Planned Maintenance Reliability and Quality*. University of Oxford England 1998 UK, pp.12-15.
- [10] W. Bartelmus, R Zimroz, Vibration spectrum generated by gearing obtained by modelling and computer simulation. *Proceedings of Third International Conference on Quality, Reliability and Maintenance*, Oxford 2000 U.K.
- [11] W. Bartelmus, *Mathematical Modelling of Gearbox Vibration for Fault Detection, Condition Monitoring & Diagnostic Engineering Management*, Published by

- COMADEM International, U.K. Vol.3, no. 4, 2000
- [12] W. Bartelmus, Condition Monitoring of Open Cast Mining Machinery, Published by Śląsk, Katowice, Poland 1998 (in Polish)
- [13] W. Bartelmus, Progress in mathematical modelling and computer simulation for supporting gearbox diagnostic inference. Proceedings of COMADEM 2000 Houston USA
- [14] Bartelmus W: Gearbox dynamic modelling, Journal of Theoretical and Applied Mechanics 2001 Vol.39, nr 4.
- [15] Bartelmus W. Zimroz R.: Vibration Condition Monitoring of two stage gearboxes. 4th International Conference. Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostics Techniques. Compiègne France 2001 s.645-656.
- [16] Bartelmus W. Mathematical Modelling and Computer Simulations as an Aid to Gearbox Diagnostics. Mechanical Systems and Signal Processing 2001 Vol.15, nr5, s. 855-871
- [17] Bartelmus W. Zimroz R.: Computer simulation of bearings and scuffing condition change in gearboxes. 4th International Conference on Reliability, and Maintenance QRM 2002 pp.147-150.
- [18] Bartelmus W.: Zimroz R.: Condition Monitoring of Belt Conveyor Transmissions. Mine Planning And Equipment Selection 2002. Proceedings of eleventh international symposium. Czech Republic September 2002. s.393 - 402.
- [19] Bartelmus W. Zimroz R.: Real and Simulated Vibration Signal Analysis for fault Detection of Double Stage Gearboxes. Proceedings of the 15th International Congress, COMADEM 2002
- [20] Zimroz R.: Diagnostic method for belt conveyor transmissions with multi-stage gearboxes by using modelling, 2002, Ph. D. Thesis.
- [21] Bartelmus W. Zimroz R.: Gearbox diagnostic vibration signal modulation phenomena. Proceedings of the 16th International Congress, COMADEM 2003, s. 583- 590.
- [22] Bartelmus W.: Diagnostic information on gearbox condition for mechatronic systems, Transactions of the Institute of Measurement and Control 25,5 2003 pp.451 - 465
- [23] Bartelmus W. Zimroz R.: Gearbox systems dynamic modelling for diagnostic fault detection. The proceedings of The 9th International ASME Power Transmission and Gearing Conference, 2003 Chicago, Illinois
- [24] Bartelmus W.: Driving systems with gearboxes: mathematical modelling and computer simulation for supporting diagnostic fault detection. Proceedings of International Conference, Condition Monitoring CM 2003
- [25] Bartelmus W.: Computer-aided multistage gearbox diagnostic inference by computer simulation, Scientific Papers of the Institute of Mining of Wrocław University of Technology No.100, pp 1-120 Wrocław 2002.
- [26] Bartelmus W. Zimroz R. Batra H.: Gearbox vibration signal pre-processing and input values choice for neural network training. Conference proceedings AI-METH 2003 Artificial Intelligence Methods November 5-7 2003, Gliwice. Poland
- [27] Sweeney P.J. Randall R. B.: Gear transmissions error measurement using phase demodulation. Journal of mechanical Engineering Science, Proc.Inst. Mech. Engrs 1996 vol. 210, pp. 201-213
- [28] Rettig H., Innere Dynamische Zusatzkräfte bei Zahnadgetrieben, *Ant. Antriebstechnik* 16(1977) no. 11 pp. 655-663.
- [29] A. J. Penter, A Practical Diagnostic Monitoring System. *Proceedings of an International Conference on Condition Monitoring*. Erding, Germany. Pineridge Press 1991: 79 - 96.
- [30] J. Tuma, R. Kubena, V. Nykl, Assessment of Gear Quality Considering the Time Domain Analysis of Noise and Vibration Signals. *Proceedings of International gearing conference Newcastle, 1994*.
- [31] W. Bartelmus, Vibration Condition Monitoring of Gearboxes, *Machine Vibration 1*: 178-189 Springer-Verlag London Limited, 1992
- [32] Chen, J, Patton R. J. Robust model-based fault diagnosis in dynamic systems, Kulwer Academic Publishers, 1999
- [33] Patton R. J., Frank P. M., Clack R. N., Issues of fault diagnosis for dynamic systems, Springer, 2000



An expert in: operation, dynamic, conditions monitoring of machines. The author of about 130 publications in it one book, co-author of one book, author of three monographs. He was with Silesia University of Technology (1967-1980),

Institute of Open-Cast Mining (1980-1993) and now he is with Wrocław University of Technology from 1994. Scholarships and lectures: Polytechnic of Central London, Swansea University College, Southampton Institute Systems Engineering Research Centre , Gunma University , Laboratoire d'Analyse des Signaux & des Processus Industriels, Vaxjo University.

WADY I ZALETY ANALIZ: CEPSTRUM, WIDMO OBWIEDNI I BISPECTRUM W DIAGNOSTYCE WIELOSTOPNIOWYCH PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Walter BARTELMUS, Radosław ZIMROZ

Instytut Górnictwa, Politechnika Wroclawska
 Pl Teatralny 2, 50-051 Wrocław,
 {walter.bartelmus, radoslaw.zimroz}@pwr.wroc.pl

Streszczenie

Zastosowanie modelowania matematycznego i symulacji komputerowej zjawisk dynamicznych w przekładniach zębatych pozwala wygenerować sygnały i wykonywać na nich analizy podobnie jak dla sygnałów drganiowych z przekładni w czasie jej eksploatacji. Uzyskane sygnały poddawane są analizie w celu określenia diagnostycznych własności sygnału i relacji pomiędzy sygnałem a stanem technicznym. Stan techniczny przekładni zębatej można opisać za pomocą wielu czynników pogrupowanych następująco: czynniki konstrukcyjne, czynniki technologiczne, czynniki eksploatacyjne, zmiana stanu. Dotychczasowe publikacje autorów wykazują, że takie sformułowanie problemu prowadzi do wyodrębnienia informacji diagnostycznej zawartej w sygnale drganiowym, co pozwala ocenić stan techniczny przekładni. Do oceny stanu technicznego na podstawie drgań można wykorzystać wiele metod analizy sygnałów. W pracy przegląd i porównanie najpopularniejszych metod stosowanych w diagnostyce zorientowanej uszkodzeniowo. Podkreślono problemy z interpretacją wyników analiz cepstrum i widmo obwiedni dla sygnałów drganiowych z przekładni badanych przez autorów. Wyeksponowano zalety analizy bispektralnej w procesie identyfikacji struktury częstotliwościowej sygnału drganiowego, lokalizacji uszkodzeń (nieprawidłowa praca wałów, uszkodzenia lokalne oraz zużycie) i w wykrywaniu wczesnych faz niesprawności.

Słowa kluczowe: signal analysis, diagnostic inferring, fault detection and localisation

ADVANTAGES AND DISADVANTAGES OF USING CEPSTRUM, ENVELOPE SPECTRUM AND BISPECTRUM FOR MULTISTAGE GEARBOX DIAGNOSTIC

Summary

Using mathematical modelling and computer simulation we can generate vibration signals and made complex and complete investigation on diagnostic signal properties and on relation between vibration and gearbox condition. Many publications presented by the authors and another investigators proved that it is a truthful way. Gearbox condition should be divided into four groups of factors videlicet: design factors (DF), production technology factors (PTF), operational factors (OF) condition change factors (CCF) collectively DPTOCCF. Publications given by the authors show that using collectively DPTOCCF leads to inferring diagnostic information of gearing system condition. For signal assessment may be used signal analysis. A review and comparison of most popular vibration signal analysis method used for fault detection and localisation in gearbox condition assessment problem are presented in this paper. Some disadvantages of cepstrum and envelope spectrum methods are underlines. Bispectrum analysis is recommended for identification of signal structure (as well modulation, defect detection), fault localisation (for example unstable shaft work, local tooth failure, distributed failures) and early stage fault detection.

Keywords: signal processing, vibration analysis, diagnostic inferring, fault detection and localisation

1. INTRODUCTION

In condition monitoring of multi-stage gearboxes are used different ways of condition assessment. The most popular is to use vibration for condition infer-

ring. Inferring on rough data does not give good results so vibration signals are properly processed. In the paper are given suitable ways of vibration signal processing used for gearbox condition monitoring.

There are stressed their advantages and disadvantages using them for fault detection.

2. ENVELOPE SPECTRA

In multi-stage gearboxes in non-linear condition of inner gear excitation there is vibration transmission between gear stages [11,2,3,7,18]. In vibration spectrum occur components as an effect of a signal modulation of a first stage gearing frequency by a second stage gearing frequency. In Fig.1 is given a signal obtained by synthetic way, which is identical as in analysed gearboxes. In Fig.2a is given signal obtained by mathematical modelling and computer simulation gained from a tuned gearbox model. In figure we see marked side-band components. Fig.2b gives us an envelope spectrum of measured vibration

signal. Beside of components reviling modulation by a fast rotating shaft there seen components not having relation to any rotating gearbox component. Overlapping of side component airside from between gear stage modulation causing arising of new components.

Let's consider two meshing frequencies for first and second stage: $f_{\text{mesh1}}=382\text{Hz}$ and $f_{\text{mesh2}}=148$. f_{mesh2} (and their harmonics) modulates f_{mesh1} (and their harmonics) so we obtain following frequencies: 2 left and right sidebands around f_{mesh1} ($382-148=234$, $382+148=530$, $382+2*148=678$), 3 left sidebands around $2*f_{\text{mesh1}}$ ($764-148=616$, $764-2*148=468$, $764-3*148=320$). It leads to such false frequency components as 86 and 234Hz in the envelope spectra Fig.2b.

Details in the author papers [1,2,3,18]

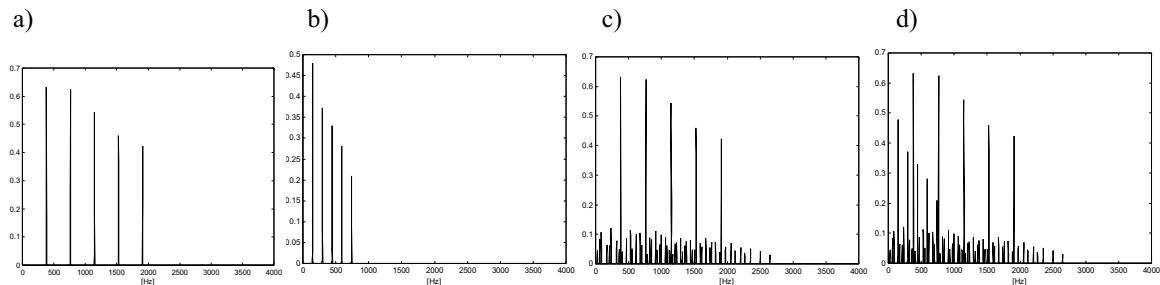


Fig.1 Linear spectrums of simulated signals a) carrying signal, b) modulating signal, c) modulated signal, d) sum of signals

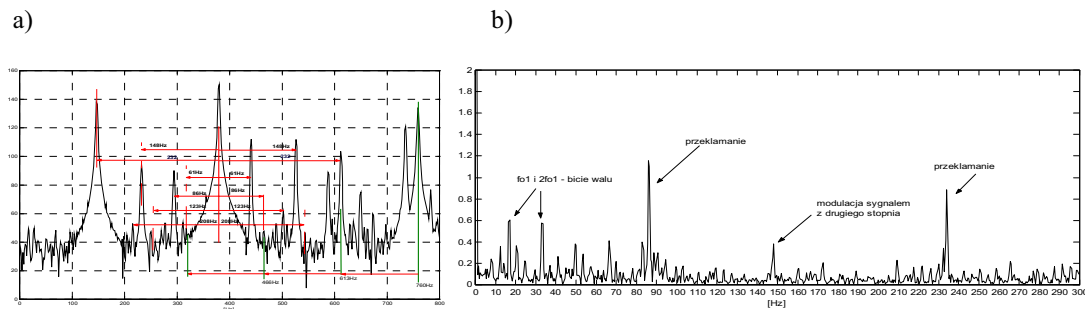


Fig 2 a) Decibel spectrum of reference signal with marked side frequencies, b) envelope spectrum of measured signal with false components 86 and 320Hz, for gearbox marked D23B

3. ENVELOPE ANALYSIS FOR CRACK DETECTION AND LOCALISATION

As it is suggested in [17] envelope analysis can be done for a signal filtrated in the band of a gearing resonance frequency. For detection of the resonance area a vibration spectrum is given in Fig.3a). It is seen in Fig.3a that the resonance area is close to the second meshing harmonic component so the signal is filtered in the band in 800 – 1200Hz. In Fig.3b one can see simulated raw signal obtained at reference gearing condition and with one tooth broken

with 10% stiffness change. Fig.3b also gives a residual signal, the signal in which the meshing component is removed. The third 3b figure gives an envelope of the signal. The same analysis for measured signal is given Fig.3c. Fig.3 show us possibility of early detection of a cracked tooth.

4. CEPSTRUM ANALYSIS

Randall [15] suggested using cepstrum for vibration signal analysis for local fault detection. Examples of using cepstrum for local fault detection are

given in Fig.4. The local fault causes a wide band modulation exited by impulse repeated of cycle shaft rotation. The authors showed that a wide band modulation also occurs at condition of distributed

faults [1,2,3,5,18]. The same symptoms for different faults cause difficulties in proper diagnostic assessment, examine Fig.4a - b and Fig.5a - f.

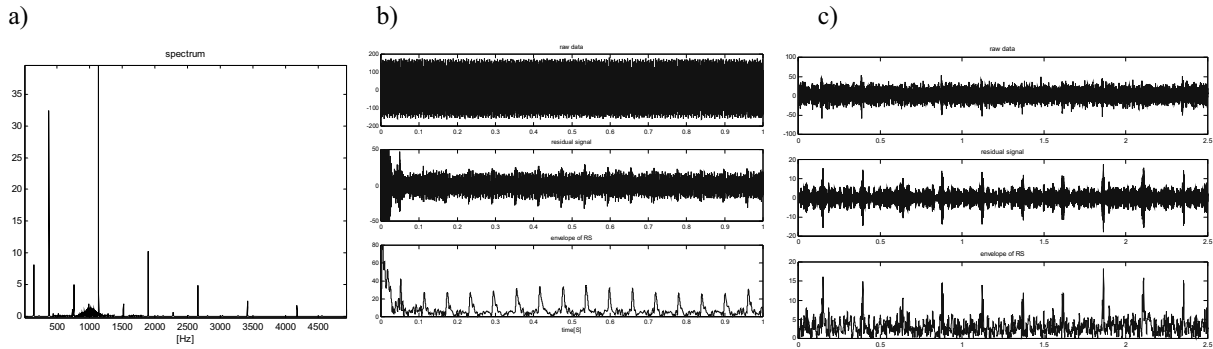


Fig 3 a,b) Model based signal analysis, a) spectra of acceleration from gearing (first-stage) - for detection resonance area, b): raw data , residual signal (RS) (without 1 and 2 stage mesh components), envelope of RS filtered at 800-1200 Hz range c)Real vibration analysis (raw data, residual signal, envelope of RS filtered at 800-1200 Hz range)

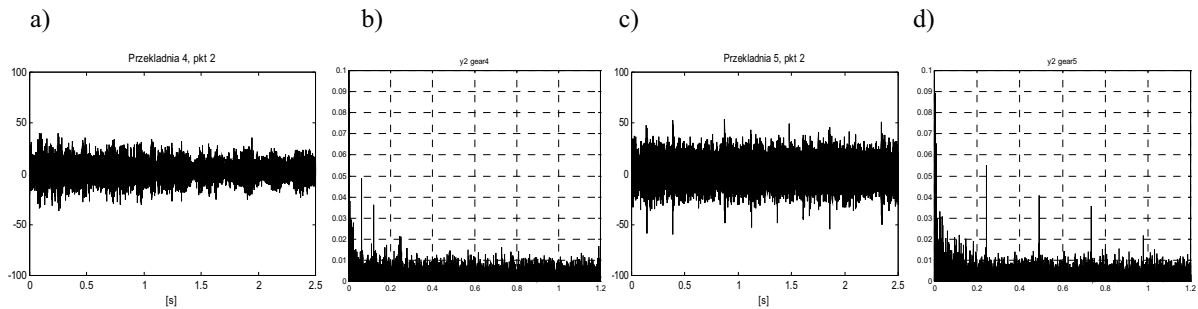


Fig.4 Time signals and their cepstrums for a gearbox in good condition (D23D_0800) and for the gearbox with a local fault (D21A_0800)

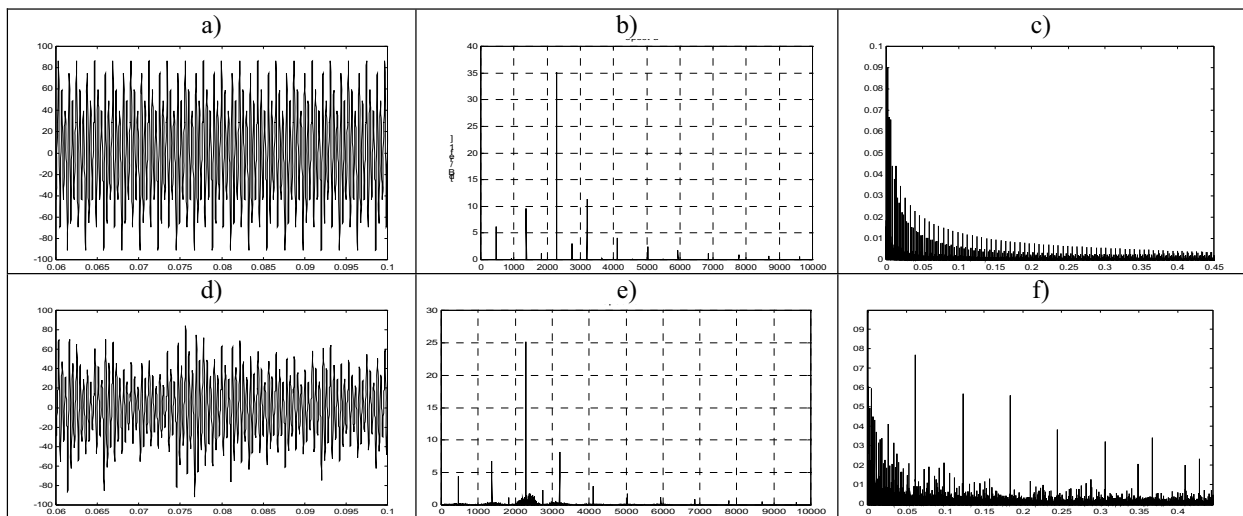


Fig.5 Simulated time signals and their spectrums and cepstrums a – c for evenly distributed faults, d – f randomly distributed faults

5. HIGHER ORDER SPECTRA.

Identification problems inclined the authors to use higher order spectra for spectral structure identification. The higher order spectra identify non-linear relations in vibration signal, as it is given in

[8,9,7,13,14,1,2,18] where bispectrums are used. It may be used for assessment of interaction between gearbox stages as it is given in [18]. One of an important advantage is the possibility of early detection of faults [13,14,16,1,18].

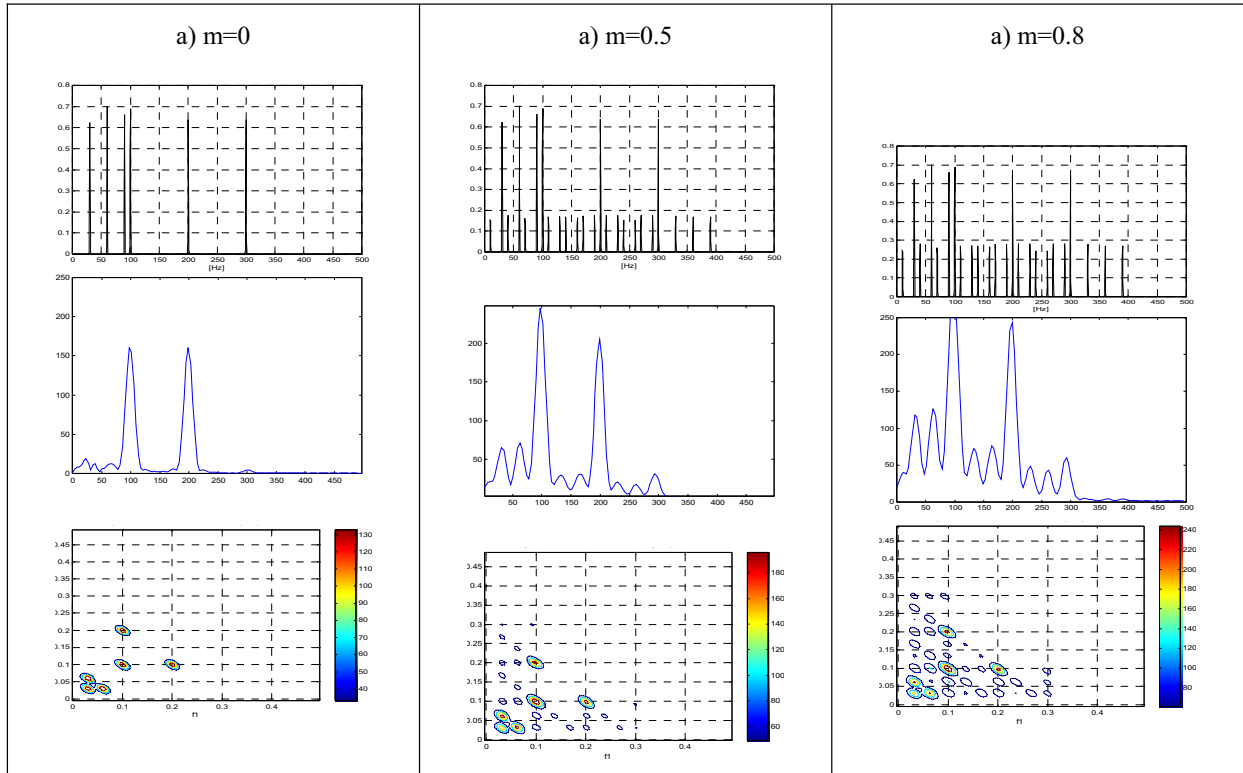


Fig.6 Spectra, bispectra and some bispectra's slices for first meshing harmonic and for three values of modulation depth $m = 0, m = 0.5, m = 0.8$.

6. BISPECTRUM AND BICOHERENCE

As a result of bispectral analysis we obtain local peaks at co-ordinate (f_a, f_b) (Fig.7) which shows non-linearity between components f_a, f_b and the intensity of components depends of spectrum compo-

nents intensity. The dependency of spectrum components intensity to the bispectral analysis gives interpretation problems. To overcome the problems normalised function is used called bicoherence. In this way we obtain information only on non-linearity.

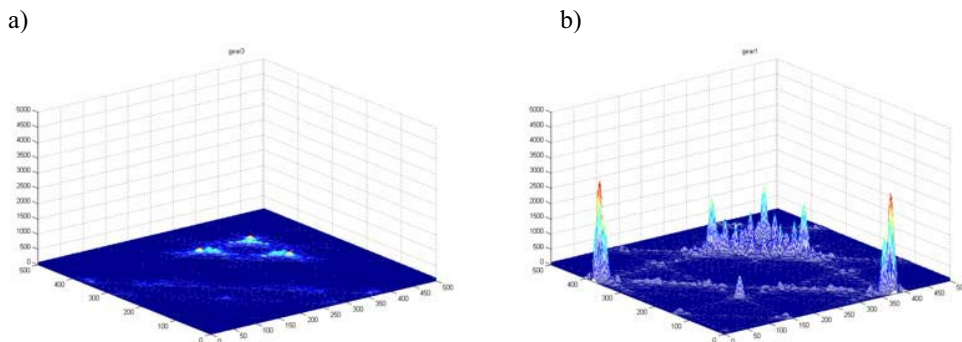


Fig.7 Bispectra, good (gearbox no.3) and bad (gearbox no.1) gearbox condition comparing

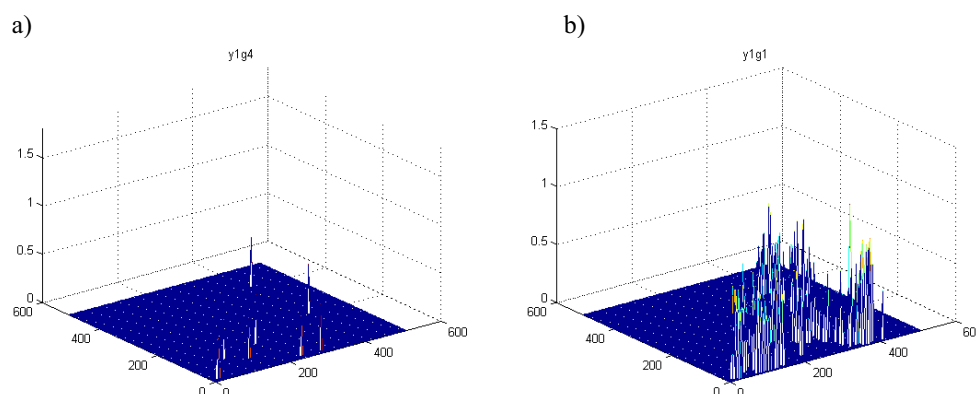


Fig.8 Bicoherence, good (gearbox no.3) and bad (gearbox no.1) gearbox condition comparing

7. CONCLUSIONS

Advantages and disadvantages of some ways of signal analysis for gearbox condition assessment are given in the paper. It is postulated to use suitable signal analysis for certain fault detection. In field industry practice of unknown gearbox condition several ways of signal analysis should be used. Deed knowledge on relation DPTOCC factors and diagnostic signal gives possibility of proper signal analysis choice for certain fault detection.

LITERATURE

- [1] Bartelmus W Zimroz R Zastosowanie analizy bispektrum w diagnostyce przekładni zębatych - część 1: charakterystyka sygnałów generowanych przez przekładnie i analizy sygnałów modelowych DIAG 2003
- [2] Bartelmus W Zimroz R Zjawisko modulacji w przekładniach wielostopniowych XXX Sympozjum Diagnostyka Maszyn Węgierska Górká 2003
- [3] Bartelmus W, Computer aided multistage gearbox diagnostic inference by computer simulation, Scientific papers of the Institute of Mining of the Wrocław University of Technology 2002
- [4] Bartelmus W. Mathematical modeling of gearboxes vibration for fault diagnosis International Journal of Comadem (2000) 3(3) pp5-15
- [5] Bartelmus W. Mathematical Modelling and Computer Simulations as an Aid to Gearbox Diagnostics. Mechanical Systems and Signal Processing 2001 Vol.15, nr5, s. 855-87
- [6] Bartelmus W. Supporting diagnostic inference by mathematical modelling and computer simulations. Conference Proceedings of 3rd International Congress. Poznań 2004, (in print)
- [7] Bouillaut L. Sidahmed M. Cyclostationary and Bilinear approaches for gears vibrating signals: application to helicopter gear box diagnosis, 9th IMEKO TC-10 International Conference on Technical Diagnostics, Wrocław 1999
- [8] Fackrell J.W.A., White P.R. Hammond J.K. Pinnington R.J. Parson A.T. The Interpretation of the bispectra of vibration signals – Part I – Results and Applications *MSSP*, Vol. 9, No. 3, 1995, pp. 267-274
- [9] Fackrell J.W.A., White P.R. Hammond J.K. Pinnington R.J. Parson A.T. The Interpretation of the bispectra of vibration signals – Part I – Theory *MSSP*, Vol. 9, No. 3, 1995, pp. 257-266
- [10] Mączak J. Wykorzystanie zjawiska modulacji sygnału wibroakustycznego w diagnozowaniu przekładni o zębach śrubowych. Rozprawa doktorska Politechnika Warszawska 1998
- [11] Muller L. Przekładnie zębate- projektowanie 'WNT Warszawa 1996
- [12] Pulse Bruel Kjaer Envelope Analysis Demo
- [13] Radkowski S Bispektralna analiza sygnału diagnostycznego, Kongres Diagnostyki Technicznej, Gdańsk 1996
- [14] Radkowski S Wykorzystanie widm wyższego rzędu w wykrywaniu uszkodzeń XIII Konferencja Naukowa Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych Zakopane 2000 s 91-98
- [15] Randall R.B. Cepstrum Analysis and Gearbox Fault Diagnosis Bruel&Kjaer Application Note
- [16] Rivola A. Crack Detection by Bispectral Analysis
- [17] Wenyi Wang Early Detection of Gear Tooth Cracking using the resonance demodulation Technique Mechanical Systems and Signal Processing 2001 15(5) pp 887,903
- [18] Zimroz R. A Diagnostic Method based on modeling for multi stage gearbox used in Conveyor Belts, PhD Thesis Wrocław University of Technology Wrocław 2002 (in Polish)

BARTELMUS, ZIMROZ, Analizy cepstrum, widmo obwiedni i bispectrum

Prof.dr hab. inż. Walter BARTELMUS. An expert in: operation, dynamic, conditions monitoring of machines. The author of about 130 publications in it one book, co-author of one book, author of three monographs. He was with Silesia University of Technology (1967-1980), Institute of Open-Cast Mining (1980-1993) and now he is with Wrocław University of Technology from 1994. Scholarships and lectures: Polytechnic of Central London, Swansea University College, Southampton Institute Systems Engineering Research Centre , Gunma University , Laboratoire d'Analyse des Signaux & des Processus Industriels, Vaxjo University.



Dr inż. Radoslaw ZIMROZ - Graduate form Acoustics at Electronics Faculty, Wrocław University of Technology, 1998, PhD studies at Mining Engineering Faculty (1998-2002 with honours). Employee at Machinery System Division (1998). An expert in: gearbox modeling and diagnostics, vibration signal processing. Other interest: application of AI methods at diagnostics, monitoring and diagnostic systems for machinery.

ABSOLUTE AND RELATIVE VIBRATION INCONSISTENCIES IN DYNAMIC ANALYSIS OF HIGH POWER TURBOGENERATOR ROTATING SYSTEM

Vytautas BARZDAITIS*, Remigijus JONUŠAS*,
Rimantas DIDŽIOKAS**, Vytautas BARZDAITIS V***.

*Kaunas University of Technology. Faculty of Mechanical Engineering Mickevičiaus St. 37,
LT-44244, Kaunas, Lithuania

**Klaipeda University Faculty of Marine Engineering Bijunu St. 17, Klaipeda, Lithuania

***Vytautas Magnus University Computer Science Department Vileikos St. 8, Kaunas, Lithuania
E-mail: vytautas.barzdaitis@ktu.lt

Summary

The paper presents the research results of machine condition monitoring and fault diagnostics of the High Power Steam Turbines and Electric Generator rotating system. The inconsistencies of journal bearings absolute vibration parameters of the rotating system and journal bearings shafts relative vibration parameters have been shown. In the low frequency range the shafts relative vibration displacements are decisive informative in defects diagnostics. The journal bearings supports absolute vibration velocities of low frequencies are being strongly damped by massive bearings supports, etc. Journal bearings absolute vibration parameters supply the information erroneously attributed to the rotor. High frequency absolute vibration acceleration, however, make it possible to provide monitoring of coupling.

Keywords: steam turbine, electric generator, journal bearings, absolute and relative vibration

1. INTRODUCTION

More than 25 turbo generators whose power exceeds 20 MW are operating in Lithuanian Thermal Power Stations. Most of these machines operation period is more than 20-40 years as through the world. But perspective requirements to those machines are to operate not only safely under long – period mode but to provide higher efficiency. Only after modernization used in automatic control and mechatronic systems this task will be achieved. In this presentation the modernization of 60 MW power turbogenerator have been studied. Permanent monitoring system provides vibration, temperature, geometric parameters and process variable information.. The experimental research has been provided to evaluate technical condition of the turbogenerator as a whole machine, journal bearings and tooth wheeled coupling. The inconsistencies between absolute and relative vibration parameters are examined in this study.

2. 60 MW POWER TURBOGENERATOR

The rotor of a turbogenerator unit with some data formats of on line monitoring system is shown in Fig.1.

Measuring system with eddy current transducers (proximity probes) serve the measurement of mechanical quantities: peak-to-peak values of shafts vibration displacements S_{p-p} and radial clearances Dr between the shafts and the bearings. Due to the contact less measuring principle, small dimensions,

a rugged construction and the endurance against aggressive media, this type of proximity probes is successfully used in turbo machines – Steam turbines Generator sets.

The monitoring results (S_{max} , S_p , S_{0-p} , Δr , etc.) are given in steady state and transient data formats and adapted for the analysis with diagnostic software DDS 2000 [1-3]. The diagrams of the maximum values of shaft displacement from time integrated mean position of the 1st and 2nd bearings shafts S_{max1} , S_{max2} under the varying loads are shown in Fig. 2.1a and Fig. 2.2a. According the recommendations of ISO 7919-2:2001 standard the steam turbine HPR technical condition is not acceptable for continuous long term operation - the S_{p-p} exceeds permissible safe operation values – zone boundaries C/D is $S_{p-p}=260 \mu\text{m}$.

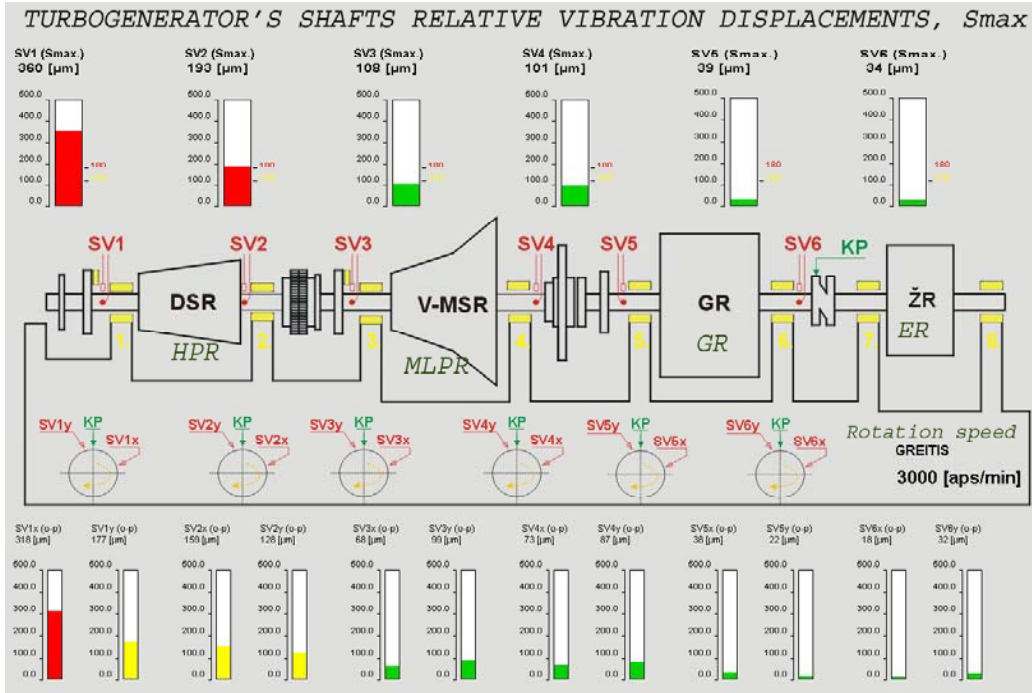


Fig.1 The schematic plot of 60 MW turbogenerator with monitoring system results

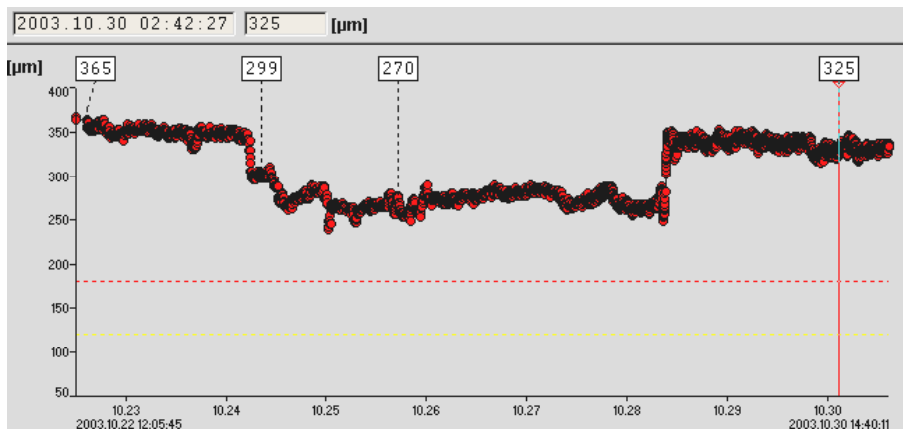


Fig. 2.1a HPR 1st bearing maximum value of shaft displacement S_{maxi} plot at varying load: 365 μm /41 MW, 299 μm /49 MW, 270 μm /55 MW and 325 μm /43.5 MW

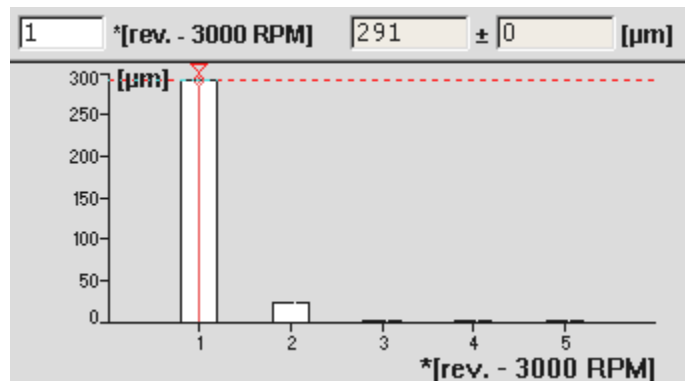


Fig. 2.1b HPR 1st bearing shaft relative vibration displacements spectra in horizontal direction at 41 MW load, S_{maxi} =365 μm

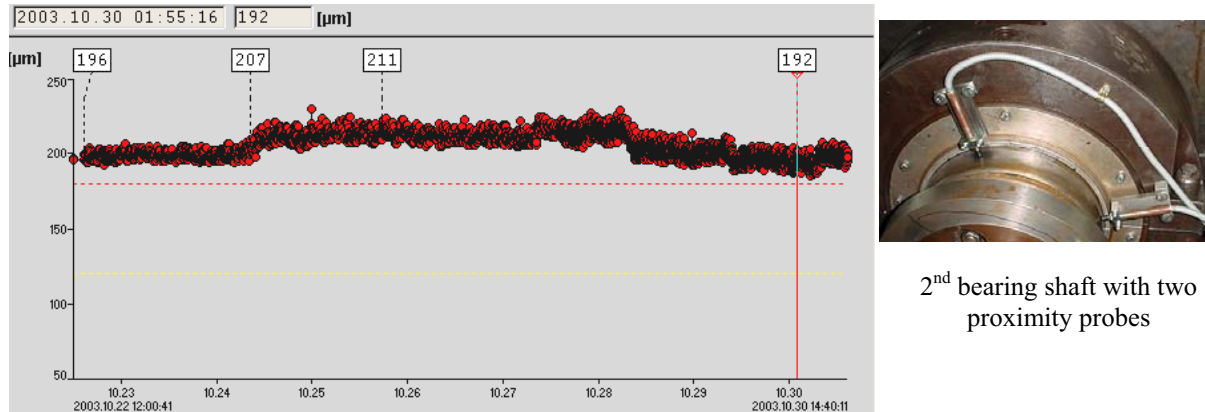


Fig. 2.2a HPR 2nd bearing maximum displacement S_{max2} plot at varying load: 196 μm /41MW, 207 μm /49MW, 211 μm /55MW and 192 μm /43.5 MW

The shafts relative vibration displacements spectra shows that 1X frequency vibration displacements amplitudes are prevailing in 1st, 2nd, 3rd and 4th bearings. The maximum vibration displacement amplitudes of 1X frequency of 1st and 2nd

bearings are dominant in horizontal (and vertical) plane as shown in Fig. 2.1b and Fig. 2.2b but in horizontal plane vibration severity is higher than in vertical. The 2nd bearing shaft is less sensitive to load changes in comparison with 1st bearing shaft.

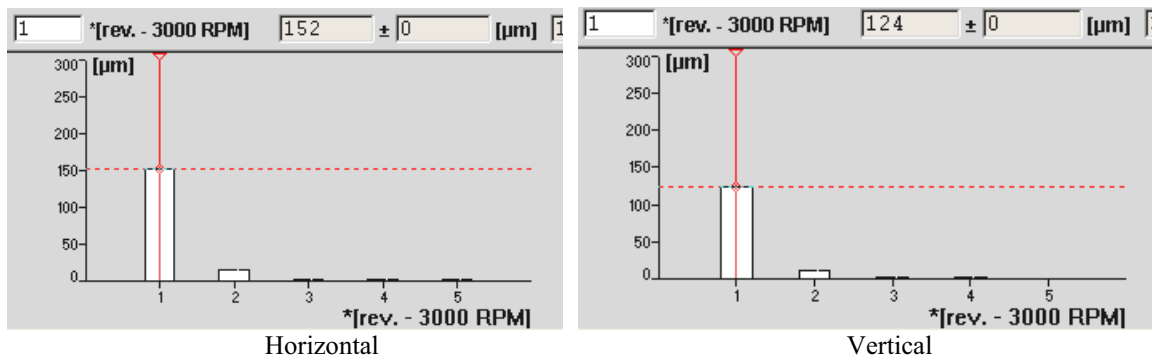


Fig. 2.2b HPR 2nd bearing shaft relative vibration displacements spectra in horizontal and vertical directions at 41 MW load, $S_{max2}=196 \mu\text{m}$

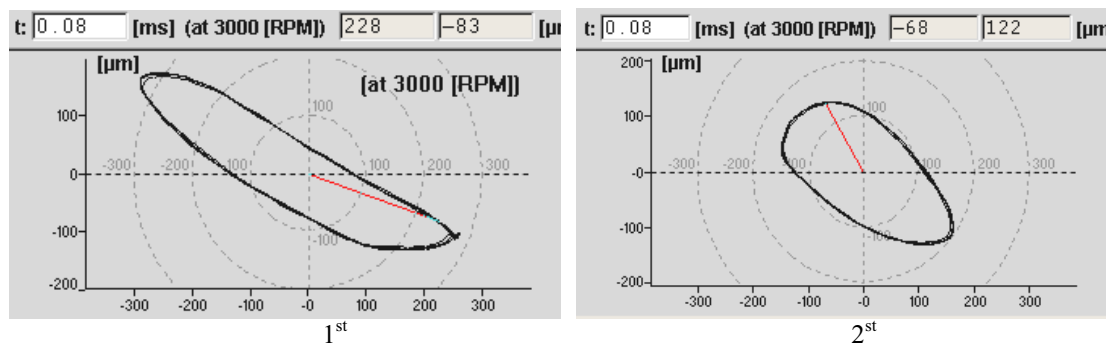


Fig. 2.2c HPR 1st and 2nd bearings shafts relative displacement orbits at 41 MW load

The orbits shapes of 1st and 2nd bearings are very different in values, but both are close to elliptical orbit shape as orbits of 3rd, 4th bearings shafts (not shown) and 6th bearing [1]. The maximum values of shaft displacements S_{max} plots and orbits indicate that the most vibroactive are the 1st and 2nd bearings shafts and that vibration severity is independent of the load level of turbogenerator. The

orbits of the 1st and 3rd bearings shafts have the same shape but differ more from the ellipse shape because these two bearings are radial-axial type. The orbits of 2nd, 4th and 6th bearings shafts are close to elliptical shape because these bearings are radial and provide the similar dynamic motion.

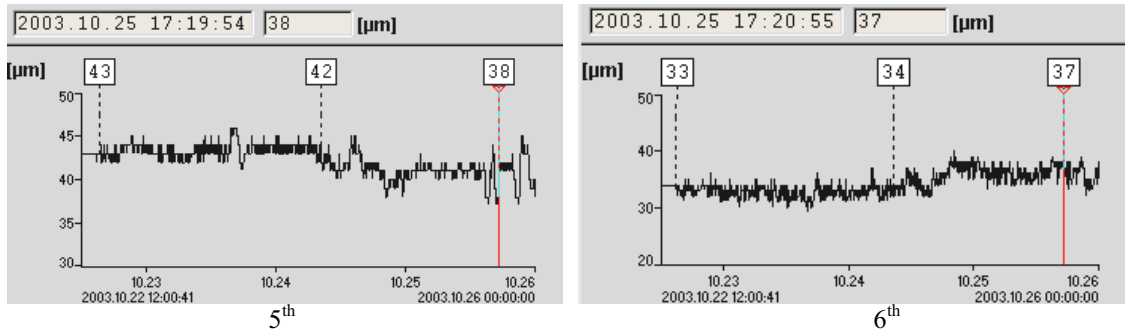


Fig. 2.3a GR 5th and 6th bearings maximum values of shafts displacements S_{max5} , S_{max6} plots at varying load: 43 µm/41MW, 42 µm/49MW, 38 µm/55MW and S_{max6} : 33 µm/41MW, 34 µm/49MW, 37 µm/55MW

The generators rotor maximum values of shafts displacements of the 5th bearing S_{max5} and of 6th bearing S_{max6} under varying load are shown in Fig. 2.3a. Evaluating vibration severity according ISO 7919-2 recommendations the technical condition of generators bearings is acceptable for long-term operations – peak-to-peak values of shaft displacements 60 µm. Despite low vibration displacement

values the kinetic orbit of 5th bearing shaft is very differs from the ellipse shape despite the radial, not radial-axial design of this bearing as shown in Fig. 2.3b. The vibration displacement spectra of 5th bearing is shown in Fig.2.3c and indicates that 1X and 2X frequency vibration displacement amplitudes have the same values in horizontal direction, but 2X is dominant in the vertical direction.

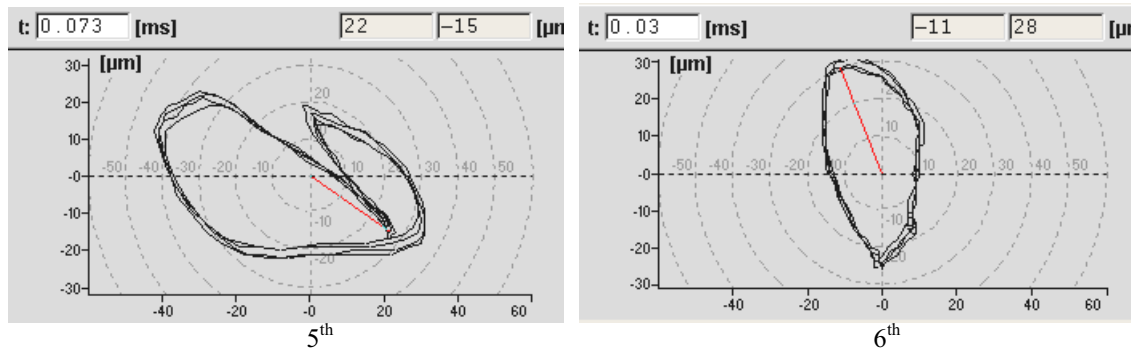


Fig. 2.3b GR 5th and 6th bearings shafts relative vibration displacements kinetic orbits at 41 MW loading

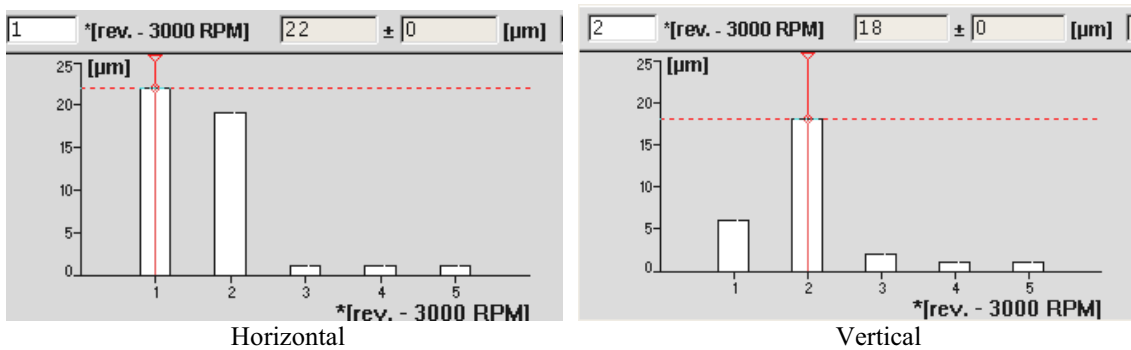


Fig. 2.3c GR 5th bearing shaft relative vibration displacements spectra in horizontal and vertical directions at 41 MW load, $S_{max5}=43$ µm

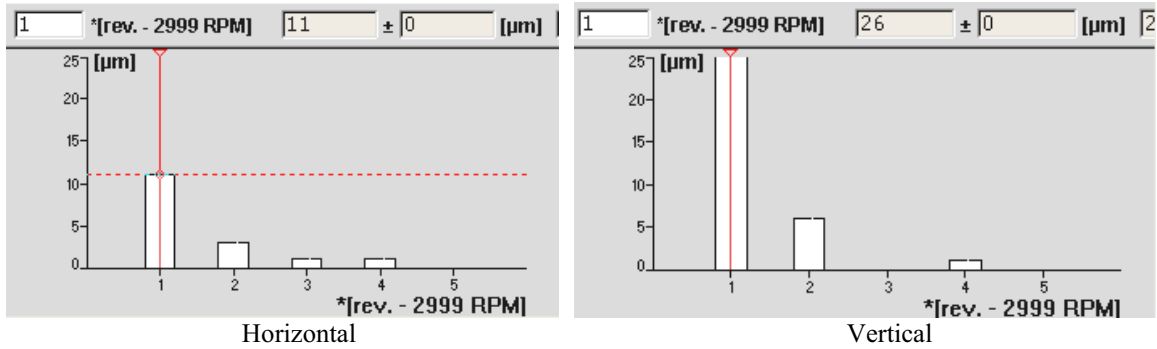


Fig. 2.3d GR 6th bearing shaft relative vibration displacements spectra in horizontal and vertical directions at 41 MW loading, $S_{max6}=33 \mu\text{m}$

Table 1 Bearings shafts relative vibration displacements parameters: S_{0-px} , S_{0-py} , S_{max} and harmonics S_{p1x} , S_{p2x} in X and S_{p1y} , S_{p2y} in Y directions (1X=50 Hz frequency) 41 MW load

Rotors	HPR		MLPR		GR	
Bearings shafts	1	2	3	4	5	6
Maxima displacement of total vibration, S_{max} , μm						
Smax	365	196	123	100	43	33
Peak values of vibration displacements S_{0-px} in X and S_{0-py} in Y directions, μm						
S_{0-px}	324	161	84	70	42	17
S_{0-py}	173	129	110	89	22	32
1X and 2X frequency amplitudes S_{p1x} , S_{p2x} in X and S_{p1y} , S_{p2y} in Y directions, μm						
Sp1x	291	152	68	65	22	11
Sp1y	152	124	103	81	6	26
Sp2x	23	15	3	1	19	3
Sp2y	31	11	1	6	18	6

The vibration displacement spectra of 6th bearing shown in Fig.2.3d indicates that 1X frequency vibration displacement amplitudes are prevailing in comparison with 2X vibration amplitudes in both horizontal and vertical directions.

The summary of relative vibration displacements parameters is shown in Table 1. Despite the fact that GR vibration severity is low, it is important to establish main sources of these vibrations that caused kinetic orbit shape changes from ellipse shape.

3. HPR AND MLPR BEARINGS ABSOLUTE VIBRATION

Turbo generator's bearings absolute vibration velocities and accelerations were measured with two different kinds of seismic transducers. The vibration velocity measuring transducer that operates on the inertial mass-moving case principle and provide measurements directly in velocity units and the vibration acceleration measuring transducer that operates on piezoelectric crystal physics and provide measurements directly in acceleration units and after integration – in velocity units. These measurements signals have been analyzed with Vibration Signal Analyzers for diagnostics purposes [1-3]. The absolute vibration velocities parameters are shown in Fig. 3.1, Fig.3.2 and Table 2.

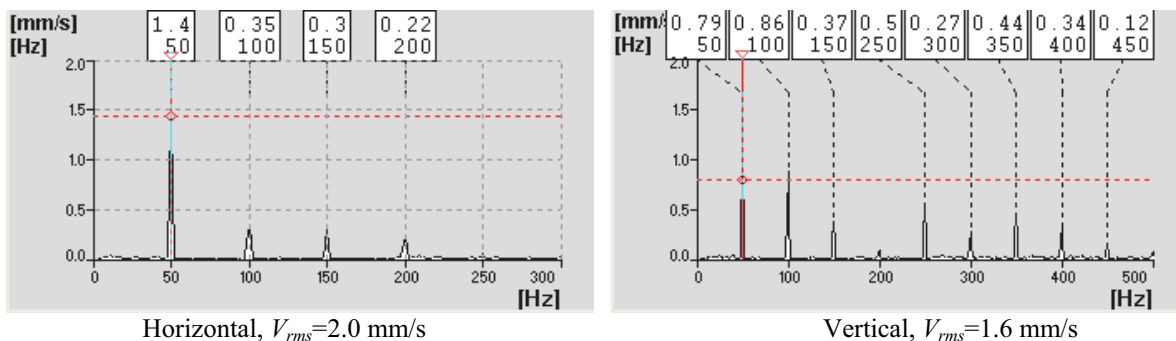


Fig.3.1 HPR 1st bearing absolute vibration velocity spectra in horizontal and vertical at 44 MW load

According absolute vibration velocities root mean square values V_{rms} and ISO 10816-2 recommendations the technical condition of HPR both bearings are good, because vibration velocity V_{rms} value is in A vibration evaluation zone. According ISO 10816-2 A/B vibration severity evaluation zone boundary is $V_{rms}=3.8$ mm/s (page 6, Annex A). This result is to the contrary with HPR bearings shafts relative vibration displacements peak-to-peak values. Vibration severity values for

1st bearing shaft $S_{max1}=365$ μ m and for 2nd bearing shaft $S_{max2}=196$ μ m, and $S_{p-p}>400$ μ m has been reached not acceptable evaluation zone D.

Only 1X=50 Hz frequency vibration velocities amplitudes dominant in HPR 2nd and 1st horizontal vibration spectra and in MLPR 3rd and 4th bearings vibration spectra. In vertical direction vibration velocities amplitudes of 2X frequency is slightly greater than 1X component.

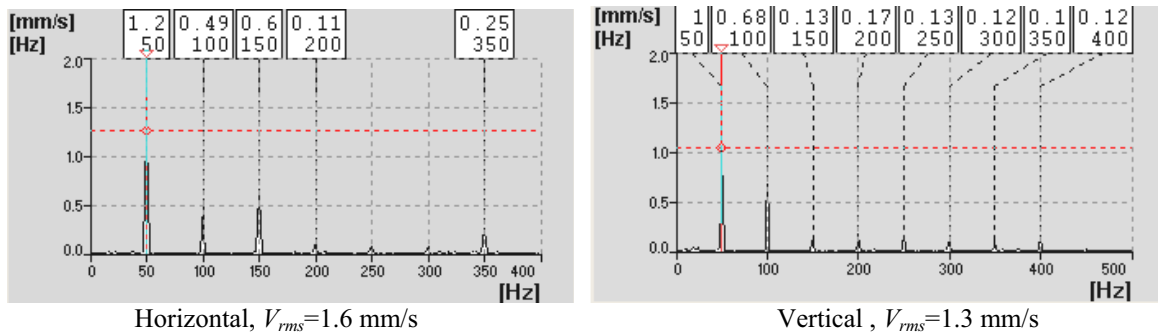


Fig. 3.2 HPR 2nd bearing absolute vibration velocity spectra in horizontal and vertical directions at 44 MW load

The higher V_{rms} value of MLPR 3rd and 4th bearings as shown in Table 2 reached $V_{rms}=3.7$ mm/s when measured in vertical direction on 4th bearing support. The 1X frequency harmonic vertical velocity amplitude reached $V_p=3.6$ mm/s. The technical condition of HPR and MLPR bearings is acceptable according ISO 10816-2 recommendations. This result is in contrary with MLPR

bearings shafts relative vibration displacements values for 3rd bearing shaft $S_{max3}=123$ μ m and for 4th bearing shaft $S_{max4}=100$ μ m that S_{p-p} .260 μ m reaches not acceptable evaluation zone D. This result is in contrary with MLPR bearings shafts relative vibration displacements values as with HPR too.

Table 2 Turbogenerator's bearings absolute vibration velocities root mean square values V_{rms} (mm/s) at 44 MW load

Rotors	HPR		MLPR		GR		ER	
Bearings	1	2	3	4	5	6	7	8
Direction								
V,vertical	1.6	1.3	1.5	3.7	3.0	1.8	2.6	1.7
1X	0.79	1.0	1.3	3.6	2.3	1.6	2.4	1.6
2X	0.96	0.68	0.35	0.61	1.7	0.21	0.98	0.46
3X					0.18	0.13		
H horizontal	2.0	1.6	1.3	2.4	3.3	0.97	0.54	1.4
1X	1.4	1.2	0.87	2.3	2.2	0.52	0.49	0.56
2X	0.35	0.49	0.17	0.22	2.4	0.73		1.2
3X					0.40	0.25		0.13
A, axial	0.91	1.2	-	1.6	3.2d	1.8	-	2.2
1X	0.35	0.77	-	1.4	3.1	1.3	-	1.7
2X	0.37	0.78	-	0.51	1.1	1.1	-	1.3
4X			-			0.18	-	

4. GR BEARINGS ABSOLUTE VIBRATION VELOCITIES AND STATOR VIBRATION

The generator's bearings absolute vibration velocity spectra have been measured in horizontal

and vertical directions and results are shown in Fig. 4.1 and 4.2.

The 1X and 2X vibration velocity amplitudes are prevailing in both bearings vibration velocities spectra. The absolute vibration velocity of 1X frequency in vertical direction is greater than 2X frequency of 5th bearing.

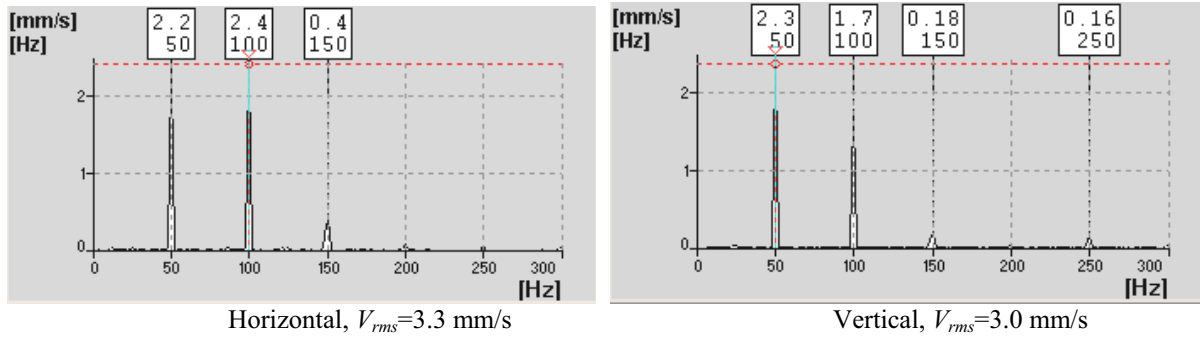


Fig 4.1 GR 5th bearing absolute vibration velocity spectra in horizontal and vertical directions at 44 MW load

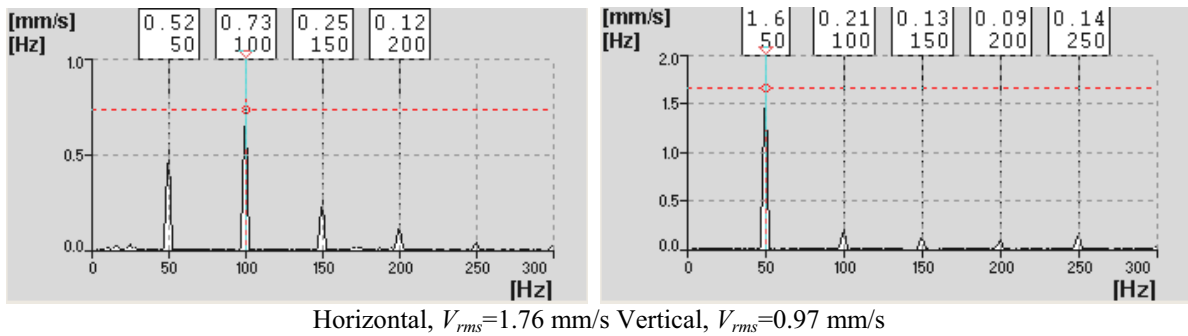


Fig 4.2 GR 6th bearing absolute vibration velocity spectra in horizontal and vertical directions at 44 MW load

The vibration velocity amplitudes in horizontal direction of 1X and 2X frequencies are approximately equal as shown in Fig.4.1. The main difference between relative and absolute vibration spectra are shown in Fig. 4.1 and Fig. 2.3c in vertical direction. The vibration severity is higher according to the absolute vibration parameters in comparison with relative vibration parameters. The 1X and 2X frequency bearing absolute vibration data is in contrary with 5th bearing shaft relative vibration displacement data as shown in Fig. 2.3c.

The vibration severity of 6th bearing is lower than of the 5th according to the absolute vibration velocity V_{rms} values. The 5th and 6th bearings shafts relative vibration displacements values are

approximately equal. But difference between vibration parameters spectra is accentuated as shown in Fig. 4.2 and Fig. 2.3 d. Only 1X frequency vibration displacement amplitude is in horizontal direction (Fig.2.3d.) in comparison with horizontal vibration velocity spectrum in Fig. 4.2. The 6th bearing support has large mass in comparison with 5th bearing support mass and this phenomenon provides intensive damping of absolute vibrations.

The differences in absolute and relative vibration spectra of 5th and 6th bearings have been explained after generator's stator vibration monitoring that shown in Fig 4.3.

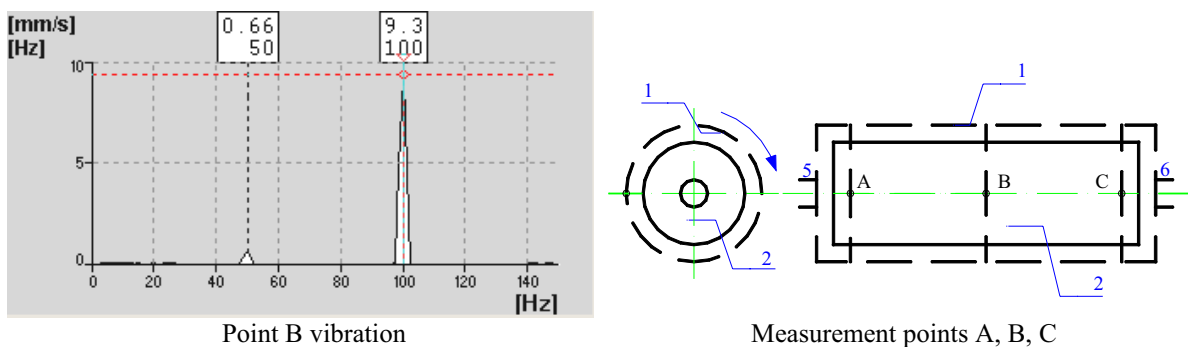


Fig 4.3 Generator's Stator vibration velocity spectrum measured at the middle point B in horizontal direction at 44 MW load

In Table 3 the Stator's points A, B and C absolute vibration velocities measured in horizontal direction are shown. The middle point B provides the highest vibration severity. The 2X frequency vibration velocity amplitude 9.30 mm/s is excited by

electromagnetic energy transformation mechanism in the electric generator –unbalance magnetic and centrifugal forces magnify the initial eccentricity, both static and dynamic

Table 3 Absolute vibration velocities 1X and 2X frequency amplitudes

Harmonics	Measurement points on Stator's case		
	A Turbine side	B	C Exciter side
1X=50 Hz	1.7 mm/s	0.66 mm/s	1.3 mm/s
2X=100 Hz	0.52 mm/s	9.30 mm/s	0.63 mm/s

The Stator vibration 2X frequency excites 5th bearing support 2X frequency vibration. This 5th bearing's support vibration is acting on proximity probe's attached point. The proximity probes SV5xy and SV6xy mounting locations are in the bearing support. This absolute vibration displacements acted on the Dual Radial Vibration proximity probes and 2X frequency displacements are changing 5th bearing orbit as shown in Fig. 2.3b.

5. CONCLUSIONS

1. The HPR bearings shafts provide the highest, not acceptable relative displacements peak-to-peak values S_{p-p} and maximum value of shaft displacement S_{max} that caused by the unbalance of the rotor.
2. The 1X=50 Hz frequency shafts relative vibration displacements amplitudes predominate in vibration displacement spectra of all bearings shafts except 5th bearing shaft.
3. The HPR and MLPR bearings absolute vibration velocities values V_{rms} are low. The absolute vibration values of HPR bearings supports are very low and are direct opposite in comparison with high relative vibration displacement values.
4. The vibration severity of GR bearings is high according to the absolute vibration velocities and this issue is in contrary with maximum values of shaft relative displacements S_{max5} and S_{max6} .
5. High power turbogenerator stationary machine condition monitoring system at first must provide shafts relative vibration measurements and after that - bearings absolute vibration measurements.

REFERENCE

- [1] Bently Donald E. Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics. Library of Congress Control Number 2002094136, ISBN 0-9714081-0-6. Bently Pressurized Bearing Company, printed in Canada, 2002. – 726p.
- [2] Childs, D. Turbomachinery Rotordynamics. Phenomena, Modeling & Analysis. –New York: John Wiley & Sons, Inc., printed in USA, 1993.-476 p.
- [3] Goldin A. S. Vibracija Rotornich Mashin (in Russian). – Moskva, Mashinostroenije, 1999. - 344 p.

[4] Barzdaitis V. Činikas G. Monitoring and diagnostics of Rotor Machines (in Lithuanian). - Kaunas: Technologija, 1998.-364p.

[5] Barzdaitis V., Barzdaitis V.V., Didžiokas R., Pocius Z. Inconsistence of Absolute and Relative Vibration in Rotors Diagnostics. Mehanika. ISSN 1392-1207.-Kaunas: Technologija, 2003, Nr.3 (41), p.48-54.



Professor Habil. Dr. Vytautas BARZDAITIS, b. 1946, Lithuania. Head of Mechatronics laboratory. Scientific interests: Modelling and Simulation of Mechatronics systems using Bond Graph Approach.



Professor Habil. Dr. Remigijus JONUŠAS, b. 1940, Lithuania. Head of the Department of Manufacturing Systems. Scientific interests: Investigation and modeling of precise Rotor Systems, Study of technological equipment dynamics and vibrodiagnostics.



Associate professor Dr. Rimantas Didžiokas ZEMAITIS, b. 1953 in Lithuania. Head of Mechanical Engineering Department Faculty of Marine Engineering at KU. Trends of scientific activity: Modeling and Simulation of Rotors Dynamics.



Master of Science Vytautas BARZDAITIS, b. 1972 Lithuania. Graduated from Kaunas University of Technology Faculty of Informatics. Studied in Oulu university, Finland at 1996 - 1997 and Darmstadt Technical University in 1999, 2000.

CONDITION MONITORING OF ROLLER BEARINGS USING DIFFERENT DIAGNOSTIC METHODS

Vytautas BARZDAITIS*, Vytautas ŽEMAITIS*, Kestutis ŽEBELYS*, Zigmantas POCIUS*, Pranas MAŽEIKA**

*Kaunas University of Technology, Mickėvičiaus st.37, Kaunas, LT-44244, Lithuania,

**Klaipėda University, Bijūnų st.17, Klaipėda, LT-5802, Lithuania

E-mail:vytautas.barzdaitis@ktu.lt

Summary

This paper deals with condition monitoring and failure diagnostics of spherical roller bearing on adapter sleeve running in high technology Chemical industry machines. Two methods have been used: low frequency mechanical vibration (up to 1000 Hz) and high frequency mechanical vibration (up to 16000 Hz) monitoring method and a shock pulse method (SPM, frequency 32000 Hz). Machines have been tested in at free run and fully loaded. Results have been applied to increase reliability of diagnostic methods in a case when radial clearances inside a bearing are too small and there is no enough lubricant oil supply to bearings. Radial clearances and relative vibration displacements of rotor shafts have been measured using proximity probes. The low frequency vibration excitation method is not efficient enough in failure diagnostics of bearings in comparison to high frequency and shock pulse methods. Both these methods together are efficient evaluating technical condition of heavy loaded roller bearings. The experiments have been provided with spherical roller bearings on adapter sleeve SKF 22228 CCK/W33 and SKF 22216 CJC 403.

Key words: technical condition, diagnostics, vibration, roller bearings, shock pulse method.

1. INTRODUCTION

Great importance is attached to the investigation of technical conditions of roller bearings and their failure diagnostics. It is closely related to an increase in modern machines efficiency, safety of work, maintenance cost and production quality. The paper appraises two different diagnostic methods of roller bearing defects, namely mechanical vibration and shock pulses. Mechanical vibration related to the kinematical vibration of bearing elements, i.e., to the low frequency range of vibration not exceeding 1000 Hz, and to the high frequency vibration exceeding the resonance frequencies of the analyzed bearings up to 16000 Hz [3, 4]. To investigate the intensity of kinematical frequency vibration and the bearing failure, the kinematics theory of planetary (friction) gear elements motions has been applied. When analyzing kinematics of bearing elements, the sliding phenomenon in kinematical pairs is to be evaluated. The sliding friction effect on planetary gears kinematics is many times smaller than to roller bearings and is observed by the fluctuation of gear ratio parameter. High frequency mechanical vibration is evaluated by determining the bearing vibration acceleration related to the resonance vibration frequencies of bearing elements and the rollers shocks. For example, in vibration signal analyzers Adash 4101, Pruftechnik System 2 two frequency ranges are provided: the first - from 5000 Hz to 16000 Hz in "g" units; the second frequency range is from 0.8 Hz to 16000 Hz

using vibration acceleration for the evaluation of vibration intensity.

The SPM of bearing diagnostics runs with high frequency – 32000 Hz [2]. It is the frequency of propagating vibration waves excited by bearing element (rollers) shocks, their intensity expressed by nominal units – decibels. The apparatus used for vibration measurements: Shock Pulse tester T2001 [2]; 8 mm proximity probes for relative vibration measurements (BNC TK 83, TK 84, TK 85) [4]; seismic transducers (frequency range - 0.7 ÷ 10000 Hz) and VSA (Adash A4101 PRO, Pruftechnik AG System 2) [5].

The paper deals with the analysis of the technical condition of roller bearings referring to the research experimental results. It presents the experimental investigation results of technical condition of double-row spherical roller bearings on adapter sleeve SKF 22216 CJC 403 and SKF 22228 CCK/W33.

2. STUDY ITEMS CHARACTERISTICS

This paper presents two machines. The first is a cylindrical dryer of large geometrical dimensions and mass – 2.26 m diameter and 15.5 m length used in chemistry industry as shown in Fig. 2.

The entering drying agent temperature is +400,...,+450⁰ C and output temperature is +100,...,+150⁰ C. The shell is made of carbon steel ST 50 IS 2062/DIN 17100. The shell rotates on 4 supporting cylindrical rollers contacting on both

sides (right and left) with two carrier rings. Each cylindrical roller rotates at 60 rpm in two double-row spherical roller bearing on adapter sleeve SKF 22228 CCK/W33+SMS 3128H. The shell rotates by 45 kW power electric motor via a belt driver,

gear box and spur gearing (z_5, z_6). The driving gear is subjected to the rotation torque of 6500 Nm. The overall varying mass of a dryer is 60 000 kg. One supporting cylindrical roller is subjected to force 167100 N.

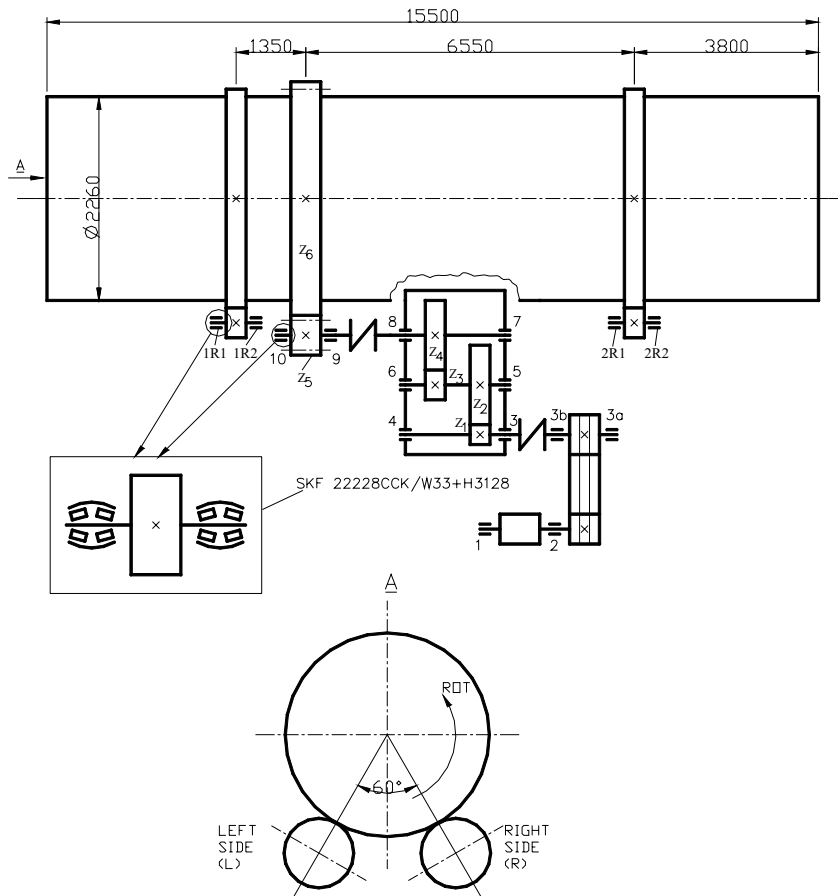


Fig.2.1. The Dryer with cylindrical shell and supplementary mechanisms: 1,2 – electric motor bearings; 3a, 3b – belt drive bearings; 3,4,5,6,7,8 – gearing box shafts; z_1, z_2, z_3, z_4 – teeth numbers of gears; 9, 10 – shell gear drive z_5 bearings; 1R1, 1R2, 2R1, 2R2 – bearings of right dryer side cylinders; ROT – shell rotation direction

The second machine is a grinding mill with two impellers: large 8 and small 16 impellers are rotated by electric motors 5 and 13 through belt drives 17 as shown in Fig. 2.2. The rotation speed of impellers is 1350 rpm with opposite rotation directions. Each impeller 8 and 16 rotates on two double-row spherical roller bearings 3, 4 and 11, 12 (SKF 22216 CJC 403). The impellers designed as hollow rollers whose both side disks are connected by pins.

3. SPECIFIC CHARACTER OF ROLLER BEARING FAILURE DIAGNOSTICS

3.1 Bearings condition monitoring using mechanical vibration frequencies

Mechanical vibrations are analyzed as low and resonance frequency vibrations. Low frequency vibrations are related to the bearing element kine-

matics which is analogous with that of planetary gearing.

Vibration frequency excited by a separator when an inner or outer bearing ring is rotating.

In the analysis of kinematics, the rolling elements are assumed to roll over bearing rings races without sliding friction, though, under heavy dynamic loads or the unloaded bearings, sliding friction is unavoidable in kinematical pairs. For this reason, the measured vibration frequencies excited by the defective bearing elements do not agree with the theoretical calculation results. Mechanical vibration excited by a faulty separator has low frequency – approximately half the synchronous frequency of rotor rotation.

Vibration frequencies excited by inner and outer ring rolling races. In the case of horizontal and vertical rotors, the number of loading cycles of a bearing fastened on a centre shaft, which appears when the balls are shocking inner and outer ring

rolling races at the contacting points, depends on the rotating ring. When the inner bearing ring is rotating and the outer ring is fixed in the support, the shaft transmits the load to the inner ring first

and then by its rollers to the outer ring and the bearing support. In static it is assumed that in a case of a radial loading only one side of the bearing in the rotor is non-uniformly loaded.

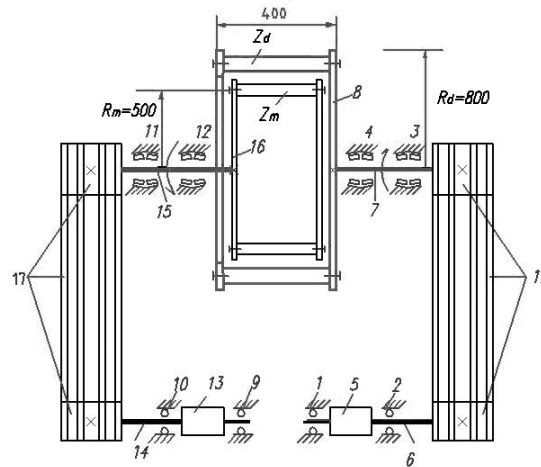


Fig.2.2. Grinding mill machine: 1,2,9,10 – electric motors bearings; 3,4,11,12 – driven shafts rotors bearings; 5,13 – electric motors; 6,14 – driving shafts; 7,15 – driven shafts; 8,16 – large and small impellers (z_d, z_m - number of large and small impeller rollers and R_d, R_m - radiuses of impellers, respectively), 17 – belt drives

.Under dynamic forces, however, at each moment all balls in a bearing are loaded as, for example, in the supports of angular contact ball bearings subjected to radial and axial forces [1]. In dynamics the angle of a bearing element contact is α and is not equal to the initial angle α_0 . It is estimated when analyzing the vibrations in high-precision rotor supports with precise bearings and heavily loaded bearings. The variation of a contact angle is caused by dynamic forces related to the tolerances of bearing element geometrical dimensions, limited stiffness of their steel which, under loading, does not ensure the stable position of a shaft rotating axis. Therefore, theoretically obtained frequencies, as a rule, do not agree with the measured ones under the natural conditions of the bearing rotation. The excited vibration intensity and the frequencies of bearing elements may vary for the uniform machines among the bearings of the same sort, because, in addition to outer parameters and bearing assemble into units technology, the vibration amplitudes depend on the accuracy of the manufacture of each roller bearing element, roughness of their surface, the cage design, lubricant quality and a lubrication method.

Vibration frequencies excited by balls and rollers - defective rolling elements. The vibration frequencies of defective rolling elements are frequently calculated by assuming that during a revo-

lution of a defective ball it strikes once to an inner and outer bearing ring races by its defective spot. Here, a gyroscope effect subjecting the revolving ball is not taken into consideration because, as practice has shown, a defective ball spot touches the rolling races not periodically, it does it at varying time intervals thus impeding the diagnostics of a ball bearing fault.

High frequency vibration are related to the resonance frequency of a bearing outer ring, acting as an element with tightness fastened on a bearing support, as it has been examined in an angular contact ball bearing [3].

3.2. Bearing diagnostics with an shock pulse method (SPM)

This method is considered to give the precise information on the technical condition of machine roller antifriction bearings in a special vibrations data format. The essence of SPM may be illustrated by a sample of a metal ball which, when rebounding, strikes a metal plate, Fig.3.1. During the shock the colliding molecules generate a pressure wave spreading in both bodies. After the shock in the next collision stage, both bodies begin vibrating in mechanical vibration frequency which is the function of colliding bodies' masses and stiffness.



Fig.3.1. Scheme of a ball shock on a plate, amplitude A of a pressure wave and a signal

Subjected to the shock wave the contact transducer measuring shock pulses is vibrating at a certain natural frequency. The transducer touches the bearing support or the bearing itself during vibration monitoring. The transducer separates a high frequency shock pulse signal A, its electronic system amplifiers that signal filtering the low frequency mechanical vibration. The intensity of shock pulses is evaluated by decibels - the values of dBm and dBc as parameters [2].

3.3. Dryer's bearings vibration evaluation

The bearing condition monitoring technology is applied with proximity probes pioneered by Bently Nevada Corporation (USA) in the last decades [1]. This technology has been used for evaluation the technical condition of heavy duty low rotation rotor bearings providing measurements of rotors shaft vibration and radial shaft displacements S_{pp} , as shown in Fig.3.2.



Fig.3.2. Measurement of shaft vibration and radial shaft displacement with proximity probes

This method is based on monitoring shaft displacement and vibration displacement with respect to a bearing support for low and high power machines bearings. It is shown here that this method is

also applicable for diagnostics of rotors rotating at very low speeds.

Rotation frequency of cylindrical roller is 48 rpm. The vibration displacement peak-to-peak amplitude is $S_{pp}=424 \mu\text{m}$ and characterizes the dynamic cylindrical roller position data. The running speed $1X=0.80 \text{ Hz}$ frequency displacement amplitude is dominant in the spectrum, Fig.3.3. The vibration displacements to multiples (2X, 3X, ...) of running speeds are insignificant values. For example, $2X=1,6 \text{ Hz}$ frequency vibration displacement amplitude comprises only 30% of 1X frequency amplitude value. The measured dynamic displacement $424 \mu\text{m}$ value shows the changes of the stiffness characteristics two roller bearings on adapter sleeves. The cylindrical roller displacement data shows changes in the average position of the roller during one rotation cycle. These data do not characterized rapidly changing data because they are effectively low-pass filtered. The roller displacement data shows eccentricity of the cylindrical roller rotating in the two roller bearings. The measured eccentricity value is $103 \mu\text{m}$ including changes in the static radial load and stiffness characteristics of the cylindrical roller rotor.

The absolute vibration spectra are shown in Fig. 3.4. In the absolute vibration velocity spectrum it is possible to see low frequency harmonics, e.g. 8.75 Hz frequency as one line rollers of the double row roller bearing passing inner ring trace frequency. 12.5 Hz frequency represents double row rollers passing outer ring trace frequency. The 15 Hz/1.2mm/s frequency represents double row rollers passing inner ring trace frequency. Rollers rotation frequency 5,2 Hz vibration is low.

These frequencies have small displacement amplitudes in the relative vibration spectrum in comparison with 1X frequency displacement amplitude as was shown in Fig. 3.3.

Despite the fact that high frequency vibration intensity is low, as shown in Fig. 3.4, but acceleration data format is informative in bearing periodic condition monitoring method.

The relative vibration displacement measurement method is powerful in diagnostics of low speed rotors together with high frequency absolute acceleration method and SPM method. Technical condition of dryer's cylindrical roller bearings according measurements data is satisfactory.

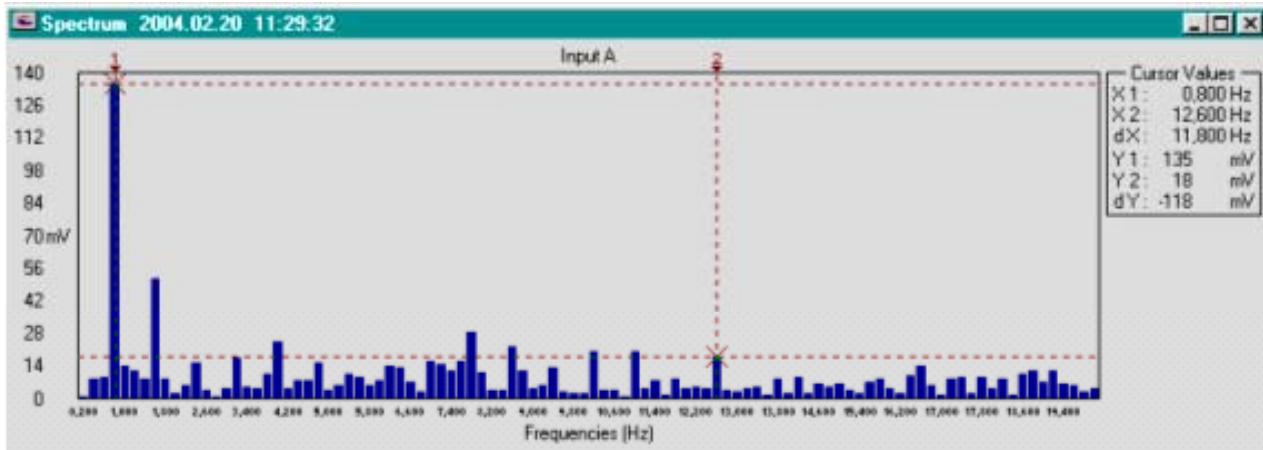


Fig.3.3. Relative vibration displacement spectrum plot of the right side cylindrical roller; unfiltered vibration is measured in radial direction; $S_{pp}=424 \mu\text{m}$, SPM-dBm/dBc=18/2

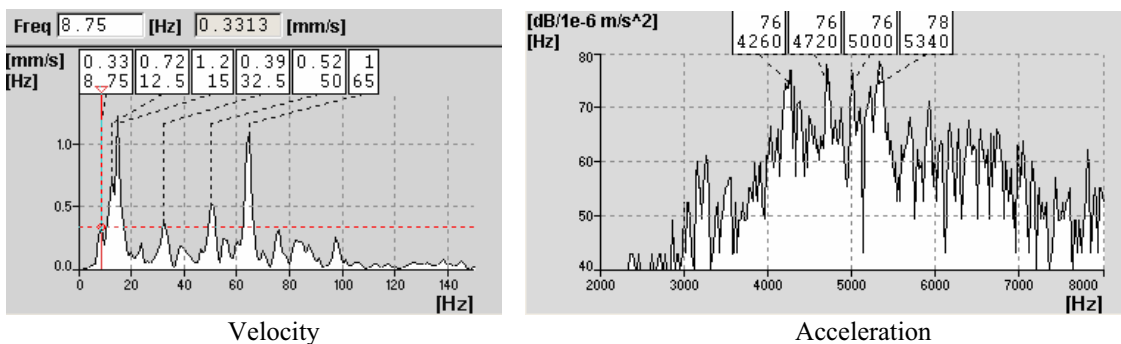


Fig. 3.4 Cylindrical roller bearing absolute vibration velocity and acceleration spectra of dryer machine

3.4. Grinding mill's bearings vibration evaluation

Applying the above-mentioned methods and means the experimental researches of roller bearings have been carried out with an electromechanical drive whose kinematical scheme is given in Fig. 2.2. To perform the experimental tests SPM tester T2001, vibration signals analyzers System 2 and A4101ENG, and software DDS 2000 have been used [2, 5]. The results have been obtained by running a heavy-loaded trapezoidal belt drive. Elimination of gear drives has enabled us to separate more accurately high frequency vibration excited by a faulty bearing. The drives of an analyzed machine are subjected to external mechanical vibration excited by the shocks of other machine loads. These shocks increase the vibration amplitude of the equipment being measured 2-3 times without changing the vibration frequencies.

The application of SPM for determining the technical condition of the 3rd and 4th bearings is shown in Fig. 3.5: upper graphs dBm and dBc are of the 3rd bearing, the lower ones – of the 4th. The machine to be tested was new, never used before. During the first run (2002.11.11) the technical condition of the 3rd (35/25) and the 4th (39/33) bearings fell to the caution region according to SPM dBm/dBc parameters, whereas the technical condi-

tion of roller bearings was satisfactory. After a month of continuous exploitation the technical condition of both bearings worsened. The critical limit was fixed in 2002.12.23 when dBm/dBc parameters of both bearings were: 68/38 – of the 3rd bearing, 54/36 – of the 4th one. The machine was stopped, the bearings were revised, the joint of the outer ring was replaced and the lubricant was replaced by a higher quality one having some molybdenum. Having taken those preventive measures in 2003.02.24 dBm/dBc parameters were: 41/33 – of the 3rd bearing, 38/28 – of the 4th.

The radial clearances in the 3rd and 4th bearing supports were measured by contact less measuring transducers of vibration displacement and radial displacement. The radial clearance of the 3rd bearing was found to have decreased and reached from 0.002 mm to 0.004 mm, while the radial clearance of the 4th bearing reached 0.016 mm. These results made it possible to reduce the tightening and dynamic bearing stiffness as well as to increase the radial clearances. However, the bearing having been not disassembled, the tightening of the inner bearing ring on a centre shaft had been not reduced.

Nevertheless, after two months of nonstop run the bearings technical conditions deteriorate. In 2003.04.23 dBm/dBc parameters determined by means of SPM were: 63/43 – of the 3rd bearing, 36/25 – of the 4th. The bearings having been lubri-

cated, dBm/dBc values diminished considerably: 36/27 – of the 3rd bearing, 27/16 – of the 4th. The tests proved the necessity of grease lubrication of the bearings periodically every 150-200 h nonstop run. As seen from the plots, the bearings technical condition according to SPM even having reached the warning zone, the machine was running and according to the monitoring data of 2003.06.26 the parameters of the 3rd bearing were 49/29, those of the 4th were 45/21, i.e. the technical conditions of both bearings were stable.

The absolute vibration velocity and acceleration spectra of the 3rd bearing shown in Figs 3.6 a, b indicate that in the spectra of vibration velocities of kinematical excited frequencies there are no vibration frequencies excited by bearing elements. The amplitude of vibration speed over 100 Hz is low, lower than 0.25 mm/s. The vibration speed amplitude of synchronous vibration frequency 22.5 Hz attains 1.7 mm/s and belongs to the vibrations excited by rotor unbalance. The vibration of 2000 Hz

and 4000 Hz frequency are prevailing in the vibration acceleration spectra, their source being the roller bearing elements, not the vibration excited by grinding mill impeller rollers (8 grinding rollers of a small impeller x 10 grinding rollers of a large impeller x 22.5 Hz , synchronous rotation speed of a rotor system = 1800 Hz). The vibration acceleration amplitudes up to 2000 Hz are low, lower than 1 m/s². The comparison of vibration acceleration of the 3rd and 4th bearings reveals that the intensity of the 3rd bearing vibration is much greater. It is due to the design scheme of the 8th impeller of the rotor: the 4th bearing located closer to a heavy impeller and is stronger subjected to the gravitation force of massive impeller. While the 3rd bearing is subjected to this force vertically upwards the force acts vertically downwards. Dynamic forces, acting from further machines through an insufficiently stiff support frame system are also acting the rotor

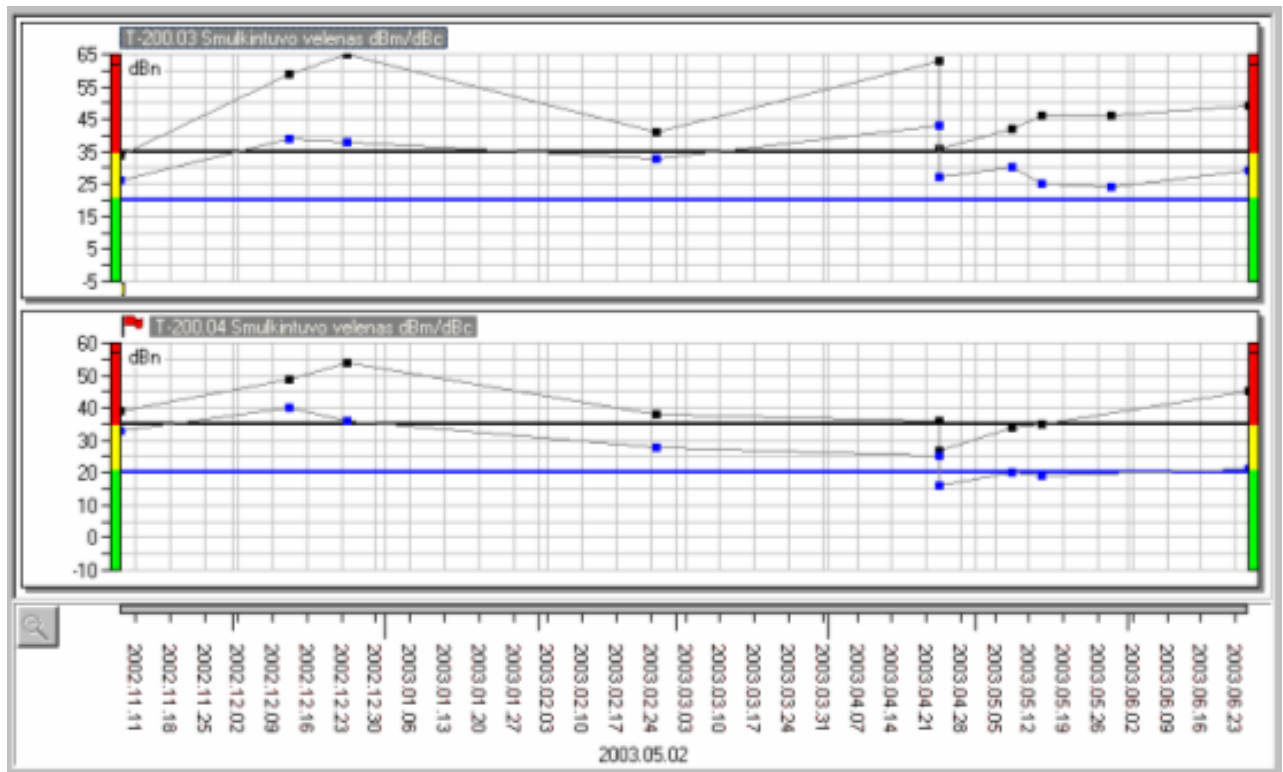


Fig.3.5. SPM parameters dBm/dBc plots versus time of bearings SKF 22216 CJC 403 during nonstop 7 months operation of new grinding mill machine

In order to diagnose these bearings the vibration velocity spectrum, Fig. 3.8 a provides no insufficient information comparing it with that of vibration acceleration spectra format, Fig. 3.8 b.

Table 1 gives the summary of the results of 3rd bearing vibration monitoring. It proves that both a classical vibration measurement method using the frequencies interval up to 16000 Hz and SPM yield similar results evaluating the technical condition of a bearing. The frequencies of kinematical excitation

cannot be used in diagnostics as the framed support structures of the equipment are not stiff and they transmit the vibration excited by adjacent machines thus aggravating the diagnostics of the bearing technical condition according to kinematical frequencies even in the initial stage of their running-in.

Table 2 presents the results of the 3rd and 4th bearings of a small impeller monitoring which confirm that for this type of equipment both bearing

diagnostic methods SPM and that of mechanical high frequency vibration are equally informing.

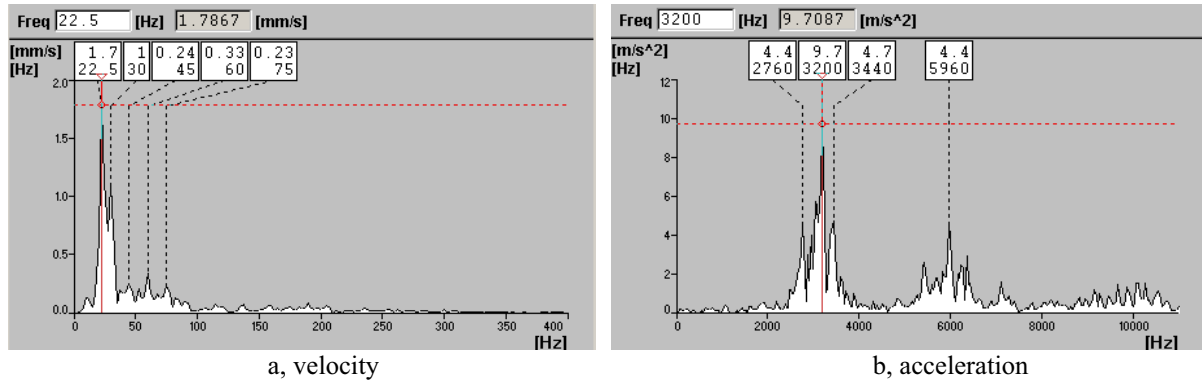


Fig. 3.6 The new grinding mill machine large impeller rotor vertical vibration velocity and acceleration spectra of the overloaded 3rd bearing

Table 1 The 3rd bearing of the large impeller vibration intensity measurements results acquired by various methods

Bearing	10-1000 Hz, V_{rms}/V_{0-p}	5-16 kHz, a_{rms}/a_{0-p}	0,8-6000Hz, a_{rms}/a_{0-p}	SPM, dBm/dBc
1	2	3	4	5
3rd V	6.96 mm/s	0.49g	18.7 m/s²	49/29
	11.0 mm/s	1.18g	44.0 m/s²	
3rd H	2.78 mm/s	1.13g	19.9 m/s²	49/29
	5.26 mm/s	2.68g	51.6 m/s²	

Table 2 The 3rd and 4th bearings of the small impeller vibration intensity measurements results acquired by various methods

Bearing	10-1000 Hz, V_{rms}/V_{0-p}	5-16 kHz, a_{rms}/a_{0-p}	0,8-16000 Hz, a_{rms}/a_{0-p}	SPM dBm/dBc
1	2	3	4	5
3rd V	1.22 mm/s	1.03g	13.8 m/s²	34/28
	2.91 mm/s	2.44g	32.5 m/s²	
3rd H	6.05 mm/s	0.39g	10.5 m/s²	34/28
	9.37 mm/s	0.92g	24.8 m/s²	
4th H	0.83 mm/s	0.75g	8.80 m/s²	36/26
	1.87 mm/s	1.77g	20.8 m/s²	

4. CONCLUSIONS

1. Monitoring of mechanical vibration of heavily-loaded slowly rotating (about 1 Hz) antifriction roller bearings is considerably more efficient when using the absolute vibration accelerations which vary in the frequency range up to 16000 Hz (LIN frequency interval in vibration signals analyzer Adash4101) if compared to the kinematical frequencies (up to 1000 Hz) method.
2. Both methods - SPM using vibration intensity parameters dBm/dBc and that of high frequencies - make it possible to obtain similar quantitative and qualitative parameters of roller bearings suitable to diagnostics. It concerns dynamically loaded horizontal rotors.

3. Measurement of radial clearances by proximity probes for determining the relative displacement of a centre shaft with respect to the bearing outer ring has indicated an insufficient magnitude of a radial clearance of 0.002-0.004 mm when the radial clearance in the 4th bearing of the same rotor reached 0.016 mm as in the bearings of the other reliably working grinding mill.
4. The defect in the 3rd bearing of a large impeller has developed because of too stiff tightness of the 3rd bearing which increased with an increase in temperature. Additionally, this bearing has been working with too much lubricant which has increased dynamic loads.
5. During monitoring the lack of lubricant was disclosed in the bearing. Having lubricated the defective bearings, their SPM parameter de-

crease for a short period: in the 3rd bearing from 63/24 to 36/27 and in the 4th bearing from 36/25 to 27/16. However, after 1-2 h of continuous operation the vibration went up to the initial high level. The defective bearing was replaced by a new one.

REFERENCES

- [1] Performance of REBAM during Ball Bearing Failures. Research Test Results. – Orbit: Bentley Nevada, December 1992. Vo.13, No 4. - 31-34 pp.
- [2] SPM Instrument. Machine condition Monitoring with Shock Pulse Tester T2001. SPM Instrument AB, Box 4, S-645 21 Strangnas. October 1992. - 45 p.
- [3] V.Barzdaitis, V. Mureika. Rotor System Diagnostics and Bearing Defect Determination at an Early Stage (in Lithuanian). Mechanika. – Kaunas: Technologija, 2001 m No. 1 (27), 37-41 pp.
- [4] Test and Diagnostic Equipment. Bentley Nevada Corporation. 1995. 58p.
- [5] The Portable System for Vibration measurement ADASH 4001. 2002. 10 p.



Professor Habil. Dr. Vytautas BARZDAITIS, b. 1946. Head of Mechatronics laboratory. Scientific interests: Modelling and Simulation of Mechatronics systems using Bond Graph approach; Design and Research of machine condition monitoring, protection, fault

diagnostics and expert systems

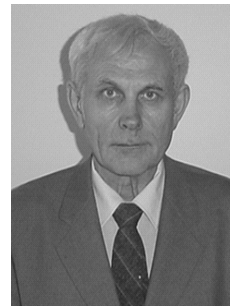


Associate professor Dr. Vytautas ŽEMAITIS, b. 1943. Faculty of Mechanical Engineering Mechatronics laboratory. Trends of scientific activity: Modeling and Simulation of Rotors with journal and antifriction bearings, especially precision rotors with gas bearings.



Senior research scientist Kęstutis ŽEBELYS, b. 1947. Mechatronics laboratory. Scientific interests: Condition monitoring, fault diagnostics and reliability evaluation of machines. Diagnostics of antifriction bearings with Shock Pulse Method – SPM, dynamic

balancing of rigid and flexible rotors



Associate professor Dr. Zigmantas POCIUS, b. 1942. Department of Engineering Mechanics. Trends of scientific activity: Research and Stabilization of dynamic parameters of mechanical systems, vibration isolation devices of machines, active vibration control of gyroscopes rotating systems

tems



Assistant professor Pranas MAŽEIKA, b. 1978. Graduated from Klaipėda University Faculty of Marine Engineering. Scientific interest: Modeling and Simulation of rotors with flexible supports. Vibration Monitoring and diagnostics of Marine technique, identification of vibration sources.

Dynamic balancing of critical rotors.

TRANSFORMATA FALKOWA W DIAGNOZOWANIU URZĄDZEŃ WYCIĄGOWYCH

Wojciech BATKO, Andrzej MIKULSKI

Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Mechaniki i Wibroakustyki
30-059 Kraków, Al. Mickiewicza 30,
batko@uci.agh.edu.pl ; mikulski@uci.agh.edu.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono nowe metody przetwarzania sygnałów niestacjonarnych zastosowane w praktyce do diagnostyki urządzeń wyciągowych. Przedmiotem badań były liny stalowe, węzły łożyskowe kół linowych oraz elementy zbrojenia szybowego. Przetwarzanie sygnałów pomiarowych każdego z urządzeń napotyka inne problemy. W pierwszym przypadku należy rozpoznać składnik impulsowy w sygnale, który jest symptomem uszkodzenia, w przypadku łożysk należy rozwiązać problem niestacjonarności związanej ze zmienną prędkością łożyska, natomiast w ostatnim przykładzie kłopot sprawia filtracja silnie tłumionego sygnału pomiarowego. Problemy powyższe udało się rozwiązać wykorzystując własności filtrujące i aproksymujące analizy falkowej.

WAVELET TRANSFORM IN DIAGNOSTICS OF HOISTING MACHINES

Summary

This paper presents new methods processing of non-stationary signals in diagnostics of hoisting machines. Objects of investigation were: steel wire ropes, rolling bearings and shaft inner structure. Signal processing of them to come across different problems. In the first we have to recognize an impulse component in signal. This component can be a symptom of a failure and its proper identification is necessary while estimation of a rope's wear and tear. In case of bearings there are some problems with non-stationary connected with changeable rotary speed. In the third case the problem is filtration of powerful damped signal. Problems above-mentioned are solved by means of wavelet analysis.

Key words: NDT(non-destructive testing) of steel ropes, signal processing, wavelet analysis

1. ANALIZA FALKOWA W DIAGNOSTYCE LIN STALOWYCH

Podstawowym źródłem informacji w diagnostyce lin stalowych są badania magnetyczne. W procesie rozpoznawania uszkodzeń wykorzystuje się zjawiska towarzyszące zaburzeniom pola magnetycznego w obwodzie głowicy pomiarowej, spowodowane napotkanymi uszkodzeniami przemieszczającej się w nim stalowej liny. Zaburzenia te przetwarzane są na sygnał elektryczny i rejestrowane w postaci defektogramu. Sygnał ten posiada złożoną strukturę i zawiera oprócz symptomów uszkodzeń zakłócenia, trudne do oszacowania z zapisu czasowego sygnału, a główne zadanie przy opracowaniu wyników to minimalizacja i odseparowanie ich od symptomów uszkodzeń.

Przetwarzanie wyników badań magnetycznych, wymaga stosowania metod zapewniających pozyskanie informacji jednocześnie w dziedzinach czasu i amplitud lub czasu i częstotliwości. Transformata falkowa spełnia drugie wymaganie i

jest przez autorów wykorzystana. Matematycznie można ją interpretować jako aproksymację badanego sygnału za pomocą wielokrotnie skalowanej i przesuwanej funkcji analizującej zwanej falką wg wzoru:

$$\tilde{f}(u, s) = \langle f, \psi_{u,s} \rangle = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \frac{1}{\sqrt{s}} \psi^* \left(\frac{t-u}{s} \right) dt \quad (1)$$

gdzie: $\tilde{f}(u, s)$ - transformata falkowa,
 $f(t)$ - sygnał pomiarowy,
 $\psi_{u,s}$ - funkcja analizująca,
 u, s - parametry transformaty

Poprzez skalowanie falki ψ za pomocą parametru s oraz przesuwanie o wektor u : otrzymuje się rodzinę atomów (porcji) czasowo-częstotliwościowych daną wzorem:

$$\psi_{u,s}(t) = \frac{1}{\sqrt{s}} \psi \left(\frac{t-u}{s} \right) \quad (2)$$

zawierającą informacje diagnostyczne zawarte w sygnale dotyczące stanu technicznego liny na badanym odcinku. Przyporządkowanie czasowo-często-tliwościowym informacjom relacji stan-sygnal określa się na podstawie gęstości energii $P_{w,s}$ sygnału $f(t)$ w dziedzinie falkowej wg wzoru:

$$P_{w,s}(u,s) = \left| \tilde{f}(u,s) \right|^2 = \left| \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \frac{1}{\sqrt{s}} \psi^* \left(\frac{t-u}{s} \right) dt \right|^2 = \left| \langle f, \psi_{u,s} \rangle \right|^2 \quad (3)$$

W dziedzinie falkowej równanie (3) może być przedstawione jako powierzchnia będąca zbiorem punktów w przestrzeni wyznaczonej współrzędnymi czas-skala transformaty-amplituda, których położenie jest wyznaczone przez: próbkę czasu t_i , skalę s_j i kwadrat iloczynu skalarnego $\langle f(t_i), \psi_{i,j} \rangle$. Całkowita energia sygnału równa jest sumie kwadratów współczynników falkowych w całym zakresie skali i dla każdej chwili czasowej:

$$P_{w,s} = \int_0^{+\infty} \left(\int_{s(1)}^{+\infty} |\psi(t,s)|^2 ds \right) dt \quad (4)$$

gdzie: $s(1)$ – wartość początkowa skali

Powierzchnię zdefiniowaną równaniem (4) można traktować jako aproksymację sumy niezależnych krzywych w płaszczyznach X_i do siebie równoległych, odległych od siebie o krok próbkowania sygnału. Energię jednostkową P_{w,s_i} w płaszczyźnie X_i zawartą w całym zakresie skali dzięki własności liniowości możemy rozbić na dwie części: pierwszą dla narastania zbrocza zawartą pomiędzy $s(1)$ i s_{max} oraz drugą dla zbrocza opadającego, zawartą pomiędzy s_{max} i $+\infty$.

$$P_{w,s_i} = P_{w,s_i}^n + P_{w,s_i}^o = \int_{s(1)}^{s_{max}} |\psi_{t_i}(s)|^2 ds + \int_{s_{max}+1}^{+\infty} |\psi_{t_i}(s)|^2 ds \quad (5)$$

gdzie: P_{w,s_i} – energia jednostkowa w dziedzinie falkowej sygnału $f(t)$, dla i -tej chwili czasu,

P_{w,s_i}^n – część energii jednostkowej odpowiadająca narastaniu zbrocza energii,

P_{w,s_i}^o – część energii jednostkowej odpowiadająca opadaniu zbrocza energii,

$|\psi_{t_i}(s)|$ – współczynnik falkowy odpowiadający chwili czasu t_i i skali s ,

Przebieg składników narastania energii P_{w,s_i}^n oraz opadania energii P_{w,s_i}^o każdej z chwil czasowych t_i określony na płaszczyźnie X wraz z wyznaczonymi

pewnymi umownymi współczynnikami jest podstawą identyfikacji uszkodzeń. Rozpoznawanie pojedynczych składników impulsowych, w tym także miejsc występowania pojedynczych złomów drutów jest możliwe z dużą pewnością po wprowadzeniu parametru będącego iloczynem całek dla narastania i opadania zbrocza wg wzoru [7]:

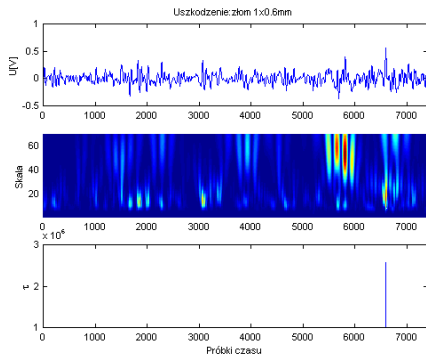
$$\tau(u) = P_{w,s_i}^o \cdot P_{w,s_i}^n = \int_{s_{max}+1}^{+\infty} |\psi_{t_i}(s)|^2 ds \cdot \int_{s(1)}^{s_{max}} |\psi_{t_i}(s)|^2 ds \quad (6)$$

Jednym z trudniejszych przypadków rozpoznania zużycia liny na podstawie defektogramu z badań magnetycznych są skupiska uszkodzeń w postaci pęknięć drutów na krótkim odcinku liny. Wynika to z faktu sumowania się zmiennonapięciowych składników sygnału położonych w bliskim sąsiedztwie, pochodzących od poszczególnych uszkodzeń drutów i oddziaływania ich między sobą, wzmacniania lub osłabiania poziomu amplitudy, co powoduje generowanie sygnału o przebiegu czasowym daleko odmiennym od klasycznego kształtu symptomu uszkodzenia. Sytuacja taka występuje, gdy pęknięte druty liny są położone blisko siebie, a defektogram uszkodzonego miejsca jest tym bardziej nieczytelny im więcej uszkodzeń znajduje się na krótszym odcinku liny. W takich przypadkach obliczenia stopnia osłabienia w podstawie zapisu czasowego sygnału z czujnika indukcyjnego są bardzo trudne i mogą być obarczone dużymi błędami. Do identyfikacji skupisk złomów drutów na krótkim odcinku liny wykorzystuje się współczynnik obliczany jako suma energii składników sygnału odfiltrowanego za pomocą transformaty falkowej wg wzoru:

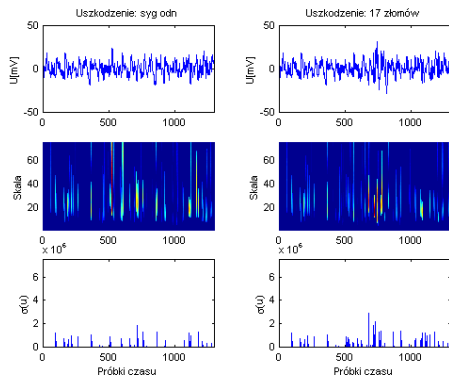
$$\sigma(u_1, u_2) = \sum_{i=u_1}^{u_2} \sum_{j=s_n^k}^{s_o^k} (C_i^j)^2 \quad (7)$$

Sumowanie we wzorze (7) odbywa się na płaszczyźnie względem współrzędnych czasowej oraz współrzędnej skali w pewnych granicach, zależnych od konstrukcji liny, zastosowanej falki i warunków pomiarowych.

Na rysunku 1 przedstawiono wyniki zastosowania analizy falkowej do rozpoznania uszkodzenia liny stalowej w postaci pękniętego drutu, a na rysunku 2 do rozpoznania uszkodzenia w postaci skupisk pęknięć.



Rys.1. Wyniki zastosowania analizy falkowej do identyfikacji uszkodzenia w postaci pękniętego drutu warstwy zewnętrznej linii trójkątospłatkowej 6(6+11+12)+A₀ 26mm w okolicy 6600 próbki czasu. Od góry: przebieg czasowy sygnału, rozkład energii sygnału we współrzędnych czas-skala (w środku), przebieg współczynników $\tau(v)$ (u dołu).



Rys.2. Wyniki zastosowania analizy falkowej do identyfikacji uszkodzenia w postaci skupiska pęknięć drutów warstwy zewnętrznej linii trójkątospłatkowej 6(6+11+12)+A₀ 26mm w okolicy 750 próbki czasu. W lewej kolumnie odcinek przed wykonaniem uszkodzenia. Od góry: przebieg czasowy sygnału, rozkład energii sygnału we współrzędnych czas-skala (w środku), przebieg współczynników $\sigma(v)$ (u dołu). W kolumnie prawej – po wykonaniu uszkodzenia w postaci 17 pęknięć drutów.

2. APROKSYMACJA SYGNAŁU DRGAŃ ŁOŻYSK

Sygnal drganiowy łożyska rejestrowany podczas badania urządzeń wyciągowych charakteryzuje się dużą zmiennością amplitudy sygnału oraz obecnością silnych zakłóceń. Na potrzeby systemów monitorowania stanu istniała konieczność pozyskania jednorodnej bazy odniesień pomiarowych dla okresowych kontroli stanu łożyskowania. Baza taka powinna zapewnić dobrą korelację pomiędzy stanem technicznym urządzenia a sygnałem pomiarowym i powtarzalność przebiegu niezależnie od występujących zakłóceń.

Problemem do rozwiązania była aproksymacja sygnału pomiarowego z możliwie najmniejszym błędem. Sygnał pomiarowy $s[n]$, gdzie n jest zmienną dyskretną rozpatrywano jako sumę sygnału diagnostycznego $f[n]$ oraz zakłóceń $z[n]$.

$$s[n] = f[n] + z[n] \quad (8)$$

przy czym sygnał (8) zdekomponowany względem bazy ortogonalnej $\{g_m\}_{0 < m < N}$ miał postać:

$$\langle s, g_m \rangle = \langle f, g_m \rangle + \langle z, g_m \rangle \quad (9)$$

Aproksymację sygnału f estymatorem \tilde{Y} przeprowadzono z wykorzystaniem estymatorów progowych, które tłumią każdy z obciążonych szumem współczynników $\langle s, g_m \rangle$ za pomocą pewnej funkcji nieliniowej tzn. $\theta = \theta(\langle s, g_m \rangle)$ takiej, że estymator sygnału pomiarowego ma postać:

$$\tilde{Y} = \sum_{m=0}^{N-1} \theta(\langle s, g_m \rangle) g_m \quad (10)$$

W przypadku zastosowania dekompozycji w bazach falkowych problem sprowadza się do porównania wartości współczynników falkowych względem progu estymacji [5], [6]. Jeżeli wartość współczynnika falkowego jest większa od wartości progu, to ta część informacji o sygnale zostanie zachowana. W przeciwnym przypadku współczynnik falkowy przyjmuje wartość zero i ta informacja w sygnale traktowana jest jako zakłócenie.

Ze względu na sposób estymacji funkcja nieliniowa θ może być definiowana jako „estymacja twarda”:

$$\theta_h(x) = \begin{cases} x & \text{dla } |x| > T \\ 0 & \text{dla } |x| \leq T \end{cases} \quad (11)$$

lub „estymacja miękka”

$$\theta_s(x) = \begin{cases} x - T & \text{dla } x \geq T \\ x + T & \text{dla } x \leq -T \\ 0 & \text{dla } |x| \leq T \end{cases} \quad (12)$$

gdzie: T - współczynnik estymacji progowej.

Można powiedzieć, że estymacja progowa twarda jest przeprowadzana wg zasady „przepuszczania lub odcięcia” estymowanych wartości funkcji, podczas gdy estymacja miękka jest zasadą „zbliżania się” do estymowanych wartości lub ich „odcięcia”. Estymator progowy miękki wyznaczony dla tego samego T dostarcza często większy błąd średniokwadratowy, niż estymator

twardy. Zdarza się jednak, że w przypadku estymacji sygnałów zawierających składniki nieustalone i przejściowe estymacja miękka dostarcza mniejszego błędu. Wybór sposobu estymacji zależy zatem od rodzaju przetwarzanych sygnałów.

Estymacja progowa w bazach falkowych dokonywana jest w trzech krokach:

1. Dekompozycja względem dyskretnej ortogonalnej bazy falkowej w przedziale $[0, N-1]$:

$$\left[\left\{ \psi_{j,m} \right\}_{0 \leq j \leq J, 0 \leq m < N2^{j-1}}, \left\{ \varphi_{j,m} \right\}_{0 \leq m < N2^j} \right] \quad (13)$$

Operacja ta oznacza rzutowanie sygnału pomiarowego na kolejne pary podprzestrzeni V_j i W_j dla $j=1,2,\dots,J$. W wyniku sygnał jest reprezentowany przez $N2^j$ detali $\langle \psi_{j,m}, s \rangle$ dla każdego $j=1,2,\dots,J$ oraz $N2^j$ współczynników aproksymacji $\langle \varphi_{j,m}, s \rangle$ na poziomie J .

2. Estymacja progowa detali przekształcenia falkowego

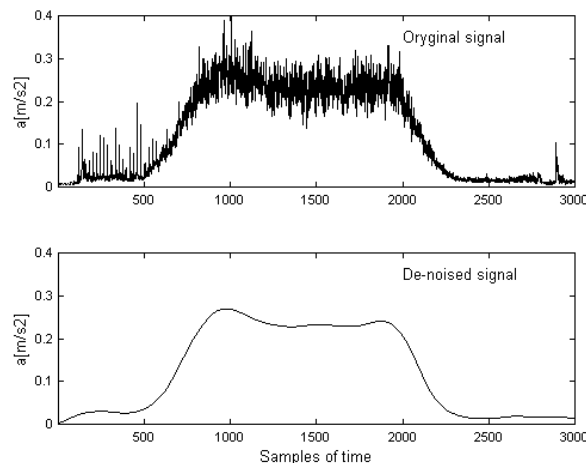
Dla każdego ze współczynników falkowych wyznaczana jest wartość funkcji $\theta(x)$, co prowadzi do estymatora następującej postaci:

$$\begin{aligned} \tilde{Y} = & \sum_{j=1}^J \sum_{m=0}^{N2^{j-1}-1} \theta(\langle \psi_{j,m}, s \rangle) \psi_{j,m} + \\ & + \sum_{m=0}^{N2^{j-1}-1} \theta(\langle \varphi_{j,m}, s \rangle) \varphi_{j,m} \end{aligned} \quad (14)$$

Estymator \tilde{Y} zastępujący współczynniki falkowe zaszumionego sygnału diagnostycznego pełni rolę podobną do wygładzania adaptacyjnego. W wyniku tej operacji wartość zero przyjmują wszystkie współczynniki falkowe o wartościach bezwzględnych mniejszych od progu estymacji. Gdy współczynnik falkowy (iloczyn skalarny sygnału i falki) jest większy od progu estymacji, to z dużym prawdopodobieństwem przenosi istotne informacje diagnostyczne w sygnale. Duże wartości współczynników falkowych występują przy małych skalach w otoczeniu ostrych zmian sygnału. Natomiast tam, gdzie współczynniki falkowe mają małe wartości, oznacza to, że sygnał jest gładki.

3. Rekonstrukcja -powrót do jednowymiarowego sygnału w dziedzinie czasu następuje za pomocą odwrotnego przekształcenia falkowego.

Rysunek 3 przedstawia wyniki przetwarzania z wykorzystaniem falek sygnału zarejestrowanego na jednym z szybów Katowickiego Holdingu Węglowego według opisaną powyżej procedury. Przedstawione powyżej metoda filtracji zakłóceń z badań łożysk kół linowych urządzeń wyciągowych jest przedmiotem publikacji [1],[2],[8].



Rys.3. Wyniki zastosowania procedury odszumiania z wykorzystaniem estymatorów progowych

3. DIAGNOSTYKA WĘZŁÓW ŁOŻYSKOWYCH

Podstawowym problemem w diagnozowaniu łożysk tocznych urządzeń wyciągowych jest zmienna prędkość obrotowa i krótki czas trwania cyklu wydobywczego (kilkadziesiąt do kilkuset

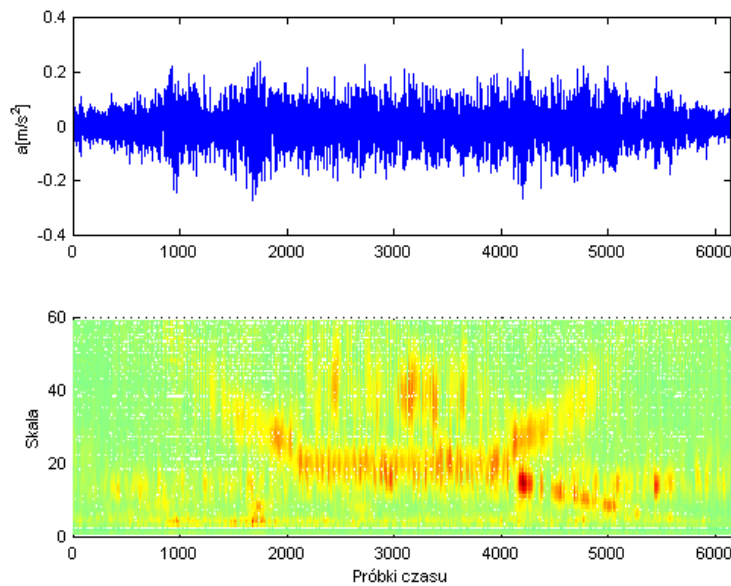
sekund). Małe prędkości obrotowe, rzędu kilkadziesiąt obrotów w ciągu minuty są dodatkowymi problemami, gdyż dla tych warunków przy identyfikacji uszkodzeń zastosowanie klasycznych metod analizy częstotliwościowej opartej na algorytmach FFT jest ograniczone. Ponadto często dodatkowym utrudnieniem są zakłócenia towarzyszące pomia-

rom, pochodzące od pracy urządzenia wyciągowego.

Stosowanie znanych metodyk rozpoznawanie defektów łożyska na podstawie częstotliwości generowanych przez uszkodzenie, tak jak ma to miejsce przy diagnostyce węzłów łożyskowych pracujących w sposób ciągły jest w tym przypadku obarczone dużym błędem. Stąd konieczność innego podejścia do diagnozowania tej klasy łożysk i opracowanie innych metodyk uwzględniających zmienność prędkości obrotowej łożyska w czasie pomiarów. Dla rozpoznania uszkodzeń łożyska

zastosowano ciągłą transformatę falkową CWT (*Continuous Wavelet Transform* [1]).

Wyniki przetwarzania sygnału zarejestrowanego dla uszkodzonego łożyska przedstawione są na rysunku 4. Zmiana składnika energii pochodząca od uszkodzenia widoczna jest w postaci współczynników falkowych o dużych wartościach ukształtowanych na płaszczyźnie czas-skala w kształcie litery „U”. Prezentowana metoda zezwala na obserwację zmian poszukiwanego symptomu zarówno przy okresach zmiennej prędkości obrotowej dla rozruchu i hamowania, jak również dla okresu stałej prędkości.



Rys.4. Wyniki przetwarzania sygnału pomiarowego łożyska koła linowego urządzenia wyciągowego z uszkodzeniem bieżni zewnętrznej łożyska.

4. DIAGNOSTYKA ZBROJENIA SZYBOWEGO

Wiedza na temat stanu technicznego zbrojenia szybowego kopalni głębinowej w praktyce eksploatacyjnej pozyskiwana jest poprzez:

- kontrole wizualne, ostukiwanie młotkiem, subiektywną ocenę stanu zaawansowania korozyjnego, itp.,
- pomiary grubości w wybranych punktach elementów zbrojenia szybu,
- pomiary akcelerometryczne naczyń lub pomiary sił dynamicznych oddziaływania naczyń na zbrojenie szybowe w czasie jazdy,

Żadne z nich nie spełniają w pełni wymagań stawianych procedurom diagnostycznym zorientowanym na pełną ocenę nośności badanej konstrukcji, co jest ich podstawową wadą i skłoniło to autorów do poszukiwania nowych metod badań dostarczających wiadomości zarówno o stanie zużycia jak i o dynamice konstrukcji badanego zbrojenia szybowego

Jednym z podstawowych założeń nowej metody było, aby badania konstrukcji szybu były możliwe do przeprowadzania w różnych warunkach środowiskowych, w możliwie krótkim czasie, bez specjalnych przygotowań badanego zbrojenia przez służby utrzymania ruchu oraz aby dostarczały informacji o różnych postaciach uszkodzeń zbrojenia szybowego.

Nowa ocena stanu konstrukcji bazuje na wyznaczaniu charakterystyk częstościowych z wykorzystaniem wymuszenia impulsowego [3]. Polega ona na pobudzaniu badanego elementu do drgań za pomocą uderzeń specjalnym motkiem i obserwacji odpowiedzi układu na wymuszenie. W badaniach dokonywany jest pomiar zarówno wymuszenia w postaci siły jak i odpowiedzi na wymuszenie w postaci przyspieszenia drgań.

Klasyczne podejście do wyznaczania charakterystyki częstościowej definiuje ją jako stosunek transformaty Fouriera sygnału wyjściowego do transformaty Fouriera sygnału wejściowego dla ustalonego ruchu:

$$H(j\omega) = \frac{Y(j\omega)}{X(j\omega)} \quad (15)$$

gdzie: $H(j\omega)$ - charakterystyka częstotliwościowa, $Y(j\omega)$ - transformata Fouriera sygnału wyjściowego, $X(j\omega)$ - transformata Fouriera sygnału wejściowego.

Z uwagi na trudności w przetwarzaniu sygnałów otrzymanych podczas badań przy wyznaczaniu transmitancji wg wzoru (15) wykorzystano transformatę falkową. W wyniku przeprowadzenia testu impulsowego dla badań zbrojenia szybkiego otrzymano dwa sygnały powiązane zależnością:

$$s^{wyj}(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(\tau) s^{wej}(t-\tau) d\tau \quad (16)$$

gdzie:

$s^{wyj}(t)$ – sygnał z czujnika przyspieszenia,
 $h(\tau)$ - funkcja przejścia,
 $s^{wej}(t)$ – sygnał z czujnika młotka pomiarowego.

Dla splotu sygnałów otrzymanych w teście impulsowym transformata falkowa dana jest wzorem:

$$\begin{aligned} \tilde{s}_{\psi}^{wyj}(a,b) &= \\ &= \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} h(\tau) s^{wej}(t-\tau) \psi\left(\frac{t-\tau}{a}\right) dt d\tau \end{aligned} \quad (17)$$

a po przekształceniach ma postać:

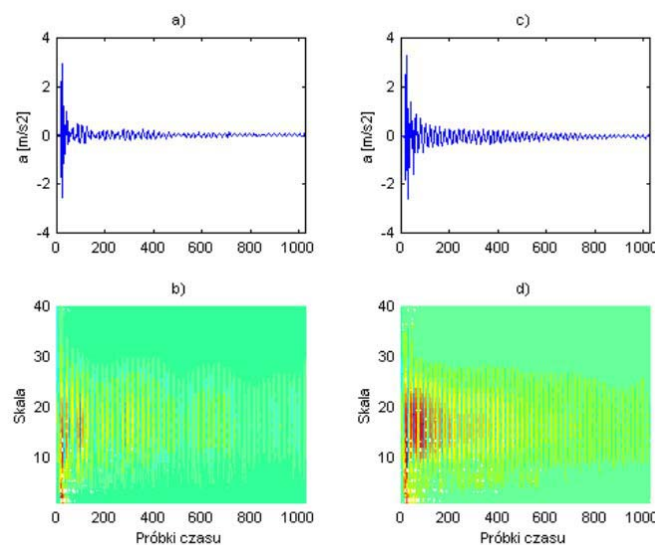
$$\tilde{s}_{\psi}^{wyj}(a,b) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(\tau) \tilde{s}_{\psi}^{wej}(a,b-\tau) d\tau \quad (18)$$

Transformata Fouriera splotu (18) zamienia go na iloczyn umożliwiając wyznaczenie charakterystyki częstotliwościowej [4]:

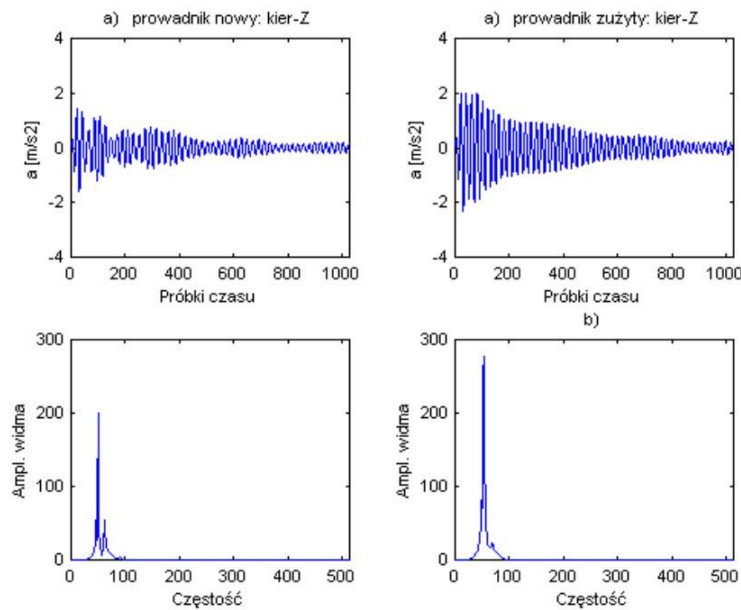
$$\begin{aligned} \hat{\tilde{s}}_{\psi}^{wyj}(a,\omega) &= H(\omega) \hat{\tilde{s}}_{\psi}^{wej}(a,\omega) \\ H(\omega) &= \frac{\hat{\tilde{s}}_{\psi}^{wyj}(a,\omega)}{\hat{\tilde{s}}_{\psi}^{wej}(a,\omega)} \end{aligned} \quad (19)$$

W wyniku zastosowania transformaty falkowej Fouriera możliwa jest obserwacja zmian widma tłumionego sygnału przyspieszenia drgań otrzymanego jako odpowiedź konstrukcji zbrojenia szybkiego na wymuszenie impulsem siły.

Transformacja sygnału z dziedziny czasu na płaszczyznę wyznaczoną współrzędnymi czas-skala transformaty falkowej umożliwiła filtrację zakłóceń i wyznaczenie składowej sygnału adekwatnej do stanu zużycia badanej konstrukcji, w tym przypadku – badanego przewodnika [3]. Rysunek 5 przedstawia wyniki falkowego przetwarzania sygnału dla elementu w stanie nowym i zużytego. Rysunek 6 przedstawia odfiltrowany składnik sygnału odpowiedzi na wymuszenie impulsowe i jego widmo będące estymatami funkcyjnymi stosowanymi przy diagnostyce zbrojenia szybkiego.



Rys.5. Odpowiedź przewodnika na wymuszenie impulsowe. a-przebieg przyspieszenia drgań dla przewodnika nowego i jego transformata falkowa (b), c-przebieg przyspieszenia drgań dla przewodnika zużytego oraz jego transformata falkowa (d)



Rys. 6. Sygnał odpowiedzi na wymuszenie impulsowe po filtracji z wykorzystaniem transformaty falkowej oraz jego widmo dla przewodnika nowego (kolumna lewa) i zużytego (kolumna prawa)

5. PODSUMOWANIE

Bezpieczna eksploatacja urządzeń wyciągowych wymaga przeprowadzania okresowych badań, których efektem jest wydanie opinii na temat ich stanu technicznego. W praktyce w wielu przypadkach brak jest opracowanych procedur diagnostycznych lub istniejące procedury są ograniczone w stosowaniu. Jedną z przyczyn są problemy z interpretacją wyników przetwarzania sygnałów pomiarowych

W przypadku badań lin górniczych aktualnie stosowana aparatura pomiarowa do badań lin wykorzystuje metody magnetyczne, w których rozpoznanie uszkodzeń dokonuje się na podstawie analizy sygnału w dziedzinie amplitud. W złożonych stacjach zużycia stosowana metodyka opracowania wyników badań może nie zapewnić pełnego rozpoznania uszkodzeń, a powodem tego może być maskowanie się i nakładanie na siebie symptomów pochodzących od różnych defektów. Autorzy proponują alternatywny sposób opracowania danych pomiarowych wykorzystujący informację energetyczne zawarte w sygnale. W celu efektywnego rozpoznania uszkodzeń lin zaproponowano oryginalny algorytm przetwarzania wyników z badań magnetycznych wykorzystujący specjalnie wskaźniki (parametry) identyfikujące uszkodzenie. Punktem wyjścia do zdefiniowania Falkowych Parametrów Impulsu (FPI) była obserwacja przyrostów energii dla narastania i opadania jej zbroczy we współrzędnych skala-kwadrat amplitudy współczynników falkowych, a separacja zakłóceń opierała się na badaniu dystrybucji energii na płaszczyźnie czas-skala i uwzględnieniu lokalnych maksimum energii. Przydatność przedstawionej metody

zweryfikowano na sygnałach modelowych oraz na sygnałach rzeczywistych i może być ona stosowana z powodzeniem w procesach diagnozowania lin urządzeń górniczych.

Przykładem zastosowania metod analizy falkowej do badania niestacjonarnych sygnałów diagnostycznych jest wykorzystanie ich do rozwiązywania problemów diagnozowania łożysk tocznych kół linowych urządzeń wyciągowych. Zastosowanie tego narzędzia zezwala na przetwarzanie sygnałów pomiarowych, które są znamienne w diagnostyce łożyskowania maszyn pracujących w krótkotrwałych cyklach roboczych. Transformata sygnału na płaszczyznę czas-częstotliwość zezwala na obserwację ewolucji zmian częstotliwości drgań w tym częstotliwości rezonansowej uszkodzenia, co z kolei zezwala na rozpoznanie symptomów uszkodzenia w sygnale. Wykorzystano w tym przypadku własności aproksymujące transformaty falkowej.

W artykule przedstawiono również wyniki wstępnych prac nad opracowaniem nowej metody diagnozowania zbrojenia szybowego kopalni głębinowej. Przedstawiona ocena stanu zużycia elementów zbrojenia szybowego jest stosunkowo łatwa do przeprowadzenia. Jej zaletą jest to, że nie wymaga specjalnych zabiegów i przygotowań badanych konstrukcji, co jest jedną z poważniejszych ograniczeń w stosowaniu metod ultradźwiękowych. Pomiary odpowiedzi na pobudzenie do drgań konstrukcji dostarcza informacji o zachowaniu się badanego elementu w warunkach wymuszeń dynamicznych, co jest nieosiągalne przez żadną z dotychczas stosowanych metod badawczych. Wykorzystywany aparat matematyczny bazuje na teorii falkowego przetwarzania sygnału. Przeprowadzone

badania wstępne potwierdziły użyteczność przyjętej metodyki i są w chwili obecnej doskonałe.

LITERATURA

- [1] Batko, W., Mikulski, A., :*Application of a Wavelet Analysis to Diagnostic of Rope Pulley Rolling Bearings in Mine Winding Gears*, Proceedings International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering INTERNOISE 2001, Hague , 27-30.09.2001
- [2] Batko, W., Mikulski, A.,:*Zastosowanie metod falkowych w systemach monitoringu wibroakustycznego łożyskowania urządzenia wyciągowego*, Diagnostyka, vol.26 2002r., s.7-12
- [3] Batko, W., Mikulski, A., :*Application of a Wavelet Transform to Diagnostic of Pit Shaft*, Proceedings International Conference On Manufacturing Science And Education Challenges Of The European Integration 6 - 7 November 2003, Sibiu - Romania
- [4] Batko, W., Ziółko, M., *Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej*, Problemy Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Monografie Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki nr 7, AGH, Kraków 2002.
- [5] Donoho, D., Johnstone, I.,:*Ideal spatial adaptation via wavelet shrinkage*, Biometrika 81: 425-455, December 1994.
- [6] Mallat, S.,: *A wavelet tour of signal processing*. Academic Press, San Diego,1998
- [7] Mikulski, A., : *Zastosowanie analizy falkowej w procesach diagnozowania lin urządzeń górniczych*. Rozprawa doktorska, AGH Kraków, 2001
- [8] Mikulski, A.,: *Zastosowanie analizy falkowej w diagnostyce łożysk tocznych kół linowych*, Mat. Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „ Wyciągi Szybowe u Progu XXI Wieku” , Szczyrk , kwiecień 1999r.



Prof.dr.hab.inż. Wojciech BATKO ur.1946, absolwent Wydziału Elektrotechniki Górniczej i Hutniczej Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Specjalista z zakresu dynamiki i wibroakustyki maszyn i związanych z nimi zagadnień: diagnostyki technicznej, budowy systemów monitorujących stan maszyn i procesów wibroakustycznych, ich układów filtracyjnych i predykcyjnych oraz doboru rozwiązań minimalizujących ich oddziaływania. Autor, bądź współautor ok.170 publikacji w czasopismach krajowych, zagranicznych oraz w materiałach konferencji krajowych i międzynarodowych, w tym ponad 10 monografii i książek oraz około 200 niepublikowanych raportów z opracowań naukowo-badawczych, projektowych i ekspertyz dla przemysłu i gospodarki narodowej. Obecnie Kierownik Katedry Mechaniki i Wibroakustyki. Promotor 5 doktoratów i około 35 prac magisterskich z dziedziny diagnostyki technicznej i wibroakustyki. Członek wielu Towarzystw Naukowych, Komitetów Naukowych i Programowych szeregu konferencji krajowych i międzynarodowych oraz Rady Naukowej Faculty of Mechanical Engineering Technical University of Ostrava.



Dr inż. Andrzej MIKULSKI ur.1964, absolwent Wydziału Maszyn Górniczych i Hutniczych Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Specjalista z zakresu eksploatacji urządzeń transportu linowego i diagnostyki wibroakustycznej. Współautor wspólnie z Prof. W. Batko, bądź jako autor samodzielny ponad 20 publikacji w czasopismach krajowych, zagranicznych oraz w materiałach konferencji krajowych i międzynarodowych.

WPLYW NISKOENERGETYCZNYCH USZKODZEŃ UDAROWYCH NA WYTRZYMAŁOŚĆ LAMINATU WZMOCNIONEGO TKANINĄ

Andrzej BELZOWSKI, Zdzisław RECHUL, Jan STASIEŃKO

Wydziałowy Zakład Wytrzymałości Materiałów, Wydział Mechaniczny Politechniki Wrocławskiej,
50-370 Wrocław, ul. Smoluchowskiego 25, tel.: 071-3202949, fax: 071-3204098,
e-mail: belzowski@wzwm.pwr.wroc.pl

Streszczenie

Omówiono problem uszkodzeń wywołanych w kompozycie polimerowym przez poprzeczne obciążenia udarowe. Uszkodzenia udarowe obniżają wytrzymałość materiału oraz ułatwiają inicjację korozji naprężeniowej, co ogranicza efektywność stosowania kompozytów polimerowych. Omówiono wyniki badań wpływu uszkodzeń udarowych na strukturę i wytrzymałość laminatu epoksydowo-szklanego wzmocnionego tkaniną. Przedstawiono rezultaty prób zmęczeniowych próbek z uszkodzeniem udarowym. Stwierdzone zmiany wytrzymałości na zginanie badanego laminatu stanowią potencjalnie mniejsze zagrożenie w porównaniu do otwartych pęknięć poprzecznych widocznych już przy najmniejszej stosowanej energii uderzenia.

Słowa kluczowe: kompozyty polimerowe, uszkodzenia udarowe

EFFECT OF LOW-ENERGY IMPACT DAMAGE ON INTEGRITY OF FABRIC-REINFORCED LAMINATES

Damage in polymer composite induced by lateral impact loads is discussed. This type of damage reduces strength characteristics of a material and gives rise to stress corrosion being thus a principal limiting factor in application of composites in many areas of technology. The paper presents results of investigations on the effect of impact damage on microstructure and strength of a glass-fabric reinforced epoxy laminate. Both static and cyclic tests were carried out to assess the most common combination of loads found in service. The chief conclusion states that open lateral cracks arising from impact pose the severest danger. They are formed by even mild impacts and must be regarded more detrimental to the material integrity than the observed decrease in bending strength.

Keywords: polymer composites, impact damage

1. WPROWADZENIE

Materiały kompozytowe (MK) utworzone z polimerów duro lub termoplastycznych wzmocnionych włóknami od wielu lat skutecznie konkurują ze stopami metali w wielu dziedzinach techniki. Obok zalet przesądzających o ich wzrastającym rozpowszechnieniu, kompozyty posiadają również słabe strony. Jedną z nich jest wrażliwość na działanie uderzeń spowodowanych przez różne ciała obce. Podatność polimerowych kompozytów konstrukcyjnych na działanie poprzecznych obciążeń udarowych (POU) powodujących powstawanie w elemencie uszkodzeń udarowych (UU) jest zagadnieniem specyficznym, dotyczącym szczególnie tej grupy materiałów. Dlatego metody detekcji i kwantyfikowania UU, dokonywania oceny podatności materiału na ich powstawanie, sposobów uwzględniania takich uszkodzeń w procedurach monitorowania konstrukcji itp. są opracowywane często podczas rozwiązywania różnych konkretnych problemów, w zasadzie bez możliwości korzystania z

istniejących opracowań odnoszących się do innych materiałów konstrukcyjnych. Próby udarowości Charpy'ego, Izooda itp. stosowane do oceny metali oraz tworzyw sztucznych nie wzmocnionych są mało przydatne w badaniach kompozytów.

Ranga problemu uszkodzeń udarowych materiału kompozytowego zależy od specyfiki danej dziedziny techniki. Inne jest podejście do tego zagadnienia w instalacjach przemysłowych, inne w budowie jednostek pływających, inne w konstrukcjach lotniczych. Uszkodzenia udarowe utrudniają pełne wykorzystanie wielu potencjalnych możliwości kompozytów. W największym stopniu odnosi się to do zastosowań podlegającym zwiększonym wymaganiom pod względem trwałości i bezpieczeństwa eksploatacji (lotnictwo, rurociągi i urządzenia ciśnieniowe [1, 2]). Ocenia się, że w konstrukcjach lotniczych uszkodzenia udarowe stanowią obecnie problem o znaczeniu porównywalnym do zmęczenia materiału.

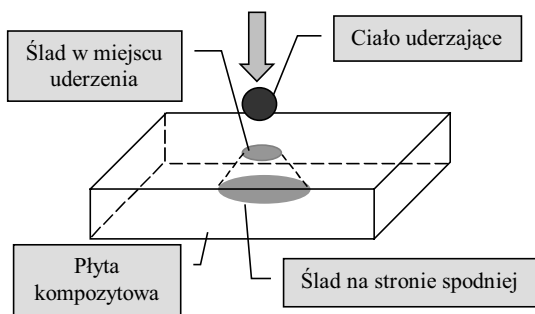
W artykule przedstawiono wyniki badań wybranego laminatu konstrukcyjnego o symbolu handlo-

wym TSE-2 utworzonego z żywicy epoksydowej wzmocnionej tkaniną szklaną. Materiał ten jest produkowany z przeznaczeniem do zastosowań konstrukcyjnych w elektrotechnice. Prowadzone badania dotyczyły głównie zakresu niskich energii (tj. poniżej początku perforacji płyty) i niewielkich prędkości ciała wykonującego uderzenie (rzędu kilku–kilkunastu m/s). W praktyce eksploatacyjnej często chodzi o obiekty o masie do kilku kilogramów poruszające się z prędkością rzędu kilku–kilkudziesięciu m/s. Takie parametry cechują przypadkowe uderzenia narzędziami, grad, kamienie rzucone umyślnie lub wyrzucone spod kół pojazdu.

Szczególną uwagę poświęcono problemowi energetycznego proggu uszkodzenia udarowego materiału oraz wzajemnemu oddziaływaniu uszkodzeń udarowych i zmęczeniowych.

UWAGI O STRUKTURZE USZKODZENIA NISKOENERGETYCZNEGO

Przy niedużych energiach impulsu obciążenia – rzędu kilku–kilkunastu dżuli – w miejscu uderzenia tworzy się niewielki, trudny do zauważenia ślad. Pod tym śladem może powstać w materiale złożony układ rozwarstwień i pęknięć poprzecznych, obejmujący w przybliżeniu obszar ściętego stożka (rys. 1). Wierzchołek stożka pokrywa się ze śladem uderzenia (powierzchnia zewnętrzna elementu), podczas gdy podstawa leży na przeciwległej (tj. wewnętrznej) powierzchni ścianki.

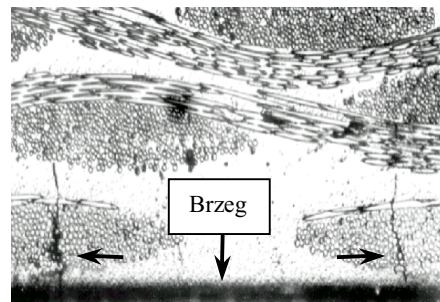


Rys. 1. Przybliżony zarys obszaru uszkodzonego w płycie kompozytowej po uderzeniu o niskiej energii

W pewnym przedziale energii impulsu siły ślad uderzenia jest nieduży i tym samym łatwy do przeoczenia, a powstałe pęknięcia spełniają strukturalne kryteria wystąpienia stanu niebezpiecznego. Takie uszkodzenia określa się często terminem BVID (*Barely Visible Impact Damage*). Kompozyty pracujące w środowisku agresywnym (rury, zbiorniki) przeważnie projektuje się na podstawie tzw. kryterium FPF (*First Ply Failure*). Wyraża ono zasadę, że w MK przeznaczonych do długotrwałej pracy w agresywnym środowisku (woda, ścieki, chemikalia itp.) nie mogą występować pęknięcia poprzeczne (tj. w kierunku grubości ścianki) osiągające rozmiar grubości pojedynczej warstwy laminatu (najczęściej

0,1–0,5mm) [3]. Takie nieciągłości mogłyby znacznie przyspieszyć korozję naprężeniową włókien szklanych stanowiących wzmocnienie MK.

Na rys. 2 jest pokazana struktura płyty o grubości 4mm z badanego laminatu TSE-2 zawierającej uszkodzenie udarowe wywołane przez swobodny spadek bijaka o masie 0,930 kg z końcówką sferyczną o średnicy 25 mm. Energia impulsu siły wynosiła 3 J.

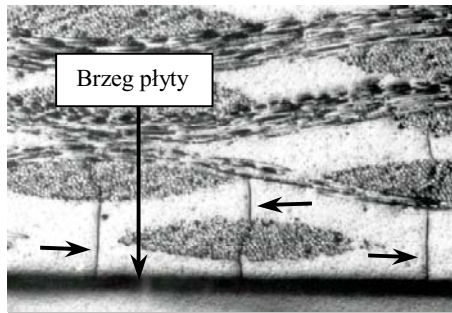


Rys. 2. Uszkodzenie wywołane przez uderzenie o energii całkowitej 3J; strona przeciwna (rozciągana) w stosunku do miejsca uderzenia poprzeczne do powierzchni. Płyta o grubości 4 mm z kompozytu epoksydowo-szklanego wzmocnionej tkaniną

Pęknięcia wskazane strzałkami na rys. 2 są uszkodzeniami niebezpiecznymi w rozumieniu kryterium FPF i w elementach instalacji nie powinny występować w całym okresie ich użytkowania [3]. W opracowaniu [4] przytoczono opis badań wytrzymałości długotrwałej rur poliesterowo-szklanych wypełnionych kwasem solnym i obciążanych ciśnieniem generującym odkształcenie obwodowe 1%. W projektowaniu instalacji przyjmuje się znacznie mniejsze odkształcenia dopuszczalne, wynoszące od 0,09% do 0,20% [5, 6] Rury z nieuszkodzoną warstwą skrajną ulegały zniszczeniu po upływie 1,9 roku, rury bez ciągłych skrajnych warstw żywicznych – po 200 minutach, a rury z popęknaną warstwą ochronną – po 30 minutach. Wynika z tego, że popękane warstwy skrajne nie zabezpieczają warstw nośnych przed wpływem środowiska powodującego rozwój korozji naprężeniowej włókien i niedopuszczenie do powstania takich pęknięć jest warunkiem trwałości instalacji. Uszkodzenie o energii 3 J wywołuje obiekt o masie 1kg spadający swobodnie z wysokości 0,3m.

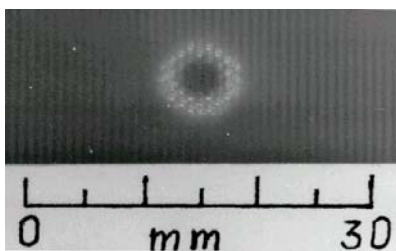
Na rys. 3 jest pokazana struktura uszkodzenia wywołanego przez uderzenie o energii 7,5 J. Jak widać, natura uszkodzeń jest podobna do pokazanej na rys. 2, ale gęstość i rozmiary pęknięć są większe.

Na rys. 4 jest pokazany ślad utworzony w miejscu uderzenia o energii 7,5 J. Ślad utworzony w miejscu uderzenia o energii 3 J był słabo widoczny i trudny do sfotografowania.



Rys. 3. Pęknięcia wychodzące na powierzchnię przeciwną do miejsca uderzenia, wywołane przez uderzenie o energii 7,5 J.

Materiał jak na rys. 2



Rys. 4. Ślad w miejscu uderzenia o energii 7,5 J

2. WPŁYW USZKODZEŃ UDAROWYCH NA WYTRZYMAŁOŚĆ KOMPOZYTÓW

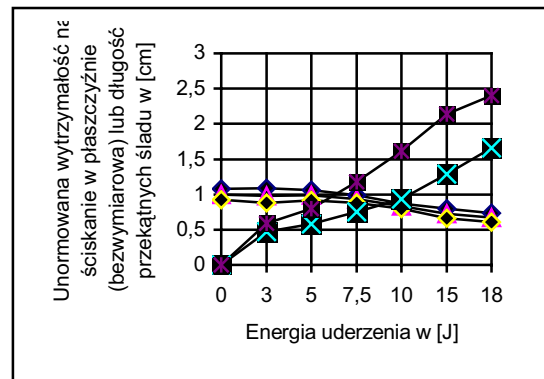
Obecność w materiale kompozytowym uszkodzenia udarowego wpływa ujemnie na jego wskaźniki wytrzymałości. W największym stopniu zmienia się wytrzymałość na ściskanie w płaszczyźnie, która może spadać nawet o 30–60%. Obserwuje się również spadki wytrzymałości na rozciąganie, zginanie oraz trwałości zmęczeniowej.

Procedury badań elementów uszkodzonych udarowo przeważnie nie mają statusu norm międzynarodowych. Względy merytoryczne przemawiają za stosowaniem próbek o większych wymiarach. Racje techniczne (konieczność zapobieżenia wyboczeniu) oraz ekonomiczne (ilość materiału potrzebnego do badań) przemawiają raczej za mniejszymi rozmiarami próbek.

W przeprowadzonych badaniach wpływu POU na wytrzymałość na ściskanie R_c laminatu TSE-2 stosowano próbki prostokątne o wymiarach 54×89 mm. Do próby uderzenia próbka była skręcana pomiędzy dwiema płytami stalowymi z centralnym otworem przelotowym $\phi 40$, co odpowiada utwierdzeniu na konturze otworu.

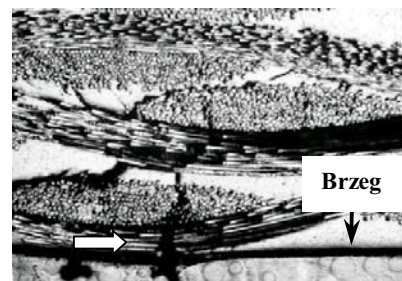
Uszkodzenia wywoływał spadający bijak o masie 930 g z końcówką sferyczną o średnicy 25 mm. Próbki z uszkodzeniem udarowym poddawano próbie wytrzymałości na ściskanie w płaszczyźnie w uchwycie zapobiegającym wyboczeniu. Stosowano po 7–10 próbek dla każdego wybranego poziomu energii. Z wykresu zmian wartości R_c pokazanego na rys. 5 wynika, że uderzenia o energii nie przekraczającej 5 J nie obniżały wytrzymałości

materiału. Stopniowy spadek R_c w miarę wzrostu energii występował od jej wartości równej 7,5 J.



Rys. 5. Zmiany wytrzymałości na ściskanie laminatu TSE-2 w funkcji energii uderzenia w [J] – wartość średnia \pm odchylenie standardowe (krzywe malejące) oraz długość przekątnej śladu (w [cm]) w miejscu uszkodzenia – wykres rosnący niższy – i na stronie przeciwległej (wykres rosnący wyższy)

Największej zastosowanej energii uderzenia (18 J) odpowiadał spadek wartości średniej R_c o 33%. Pęknięte pasma włókien szklanych (rys. 6), świadczące o bliskim początku perforacji próbek, pojawiły się na stronie przeciwległej do miejsca uderzenia już przy energii uderzenia równej 15 J.



Rys. 6. Zerwane pasmo włókien szklanych po stronie przeciwległej; energia uderzenia wynosiła 15 J

Z porównania rys. 2 z wykresem zmian wytrzymałości (rys. 5) wynika, że niebezpieczne zmiany struktury (FPF) wystąpiły wcześniej, niż zmiany wytrzymałości. Pokazuje to niedostatek oceny uszkodzonego kompozytu na podstawie zmian wytrzymałości. Określenie energii progu uszkodzenia MK pracujących w środowisku agresywnym powinno uwzględniać badanie mikrostruktury uszkodzonych warstw skrajnych.

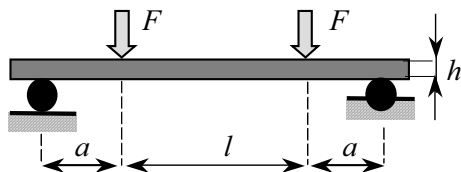
3. EFEKT SYNERGICZNY UDERZEŃ I OBCIĄŻEŃ DŁUGOTRWAŁYCH

W rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych element kompozytowy może być narażony na równoczesne działanie długotrwałych obciążeń stałych

lub zmiennych (zmęczeniowych), uderzenia oraz różne czynniki środowiskowe. Na podstawie opisów badań publikowanych w literaturze byłoby trudno wnioskować odnośnie charakteru i zakresu zmian wytrzymałości laminatu TSE-2 w takich warunkach. Przeprowadzono serię prób mających na celu uzyskanie danych na temat wytrzymałości na zginanie laminatu zawierającego równocześnie uszkodzenia zmęczeniowe i udarowe.

Pierwsza seria doświadczeń polegała na:

- wytworzeniu w próbkach uszkodzenia udarowego o energii impulsu 7,5 J,
- poddaniu tych próbek działaniu określonej liczby cykli zmęczeniowych w układzie tzw. zginania czteropunktowego (rys. 7).



Rys. 7. Schemat próby zginania czteropunktowego

Wytrzymałość na zginanie laminatu w stanie wyjściowym określono na próbkach o długości całkowitej 110mm, nominalnej grubości $h=4,0\text{mm}$ i wymiarach $a=24\text{mm}$, $l=32\text{mm}$. Wytrzymałość średnia na zginanie próbek o szerokości $b=35\text{mm}$ wynosiła $R_g=530\text{MPa}$ przy współczynniku zmienności 3,2%. W środku części o długości l wprowadzono w czterech próbkach uszkodzenie udarowe o energii 7,5 J. Sposób mocowania oraz realizacja uderzenia były podobne jak w badaniach przedstawionych na rys. 5. Następnie próbki te zostały poddane działaniu 10^4 cykli obciążenia w układzie przedstawionym na rys. 7. Maksymalna wartość siły w pojedynczym cyklu wynosiła 40% nośności wyjściowej próbek ($F=0,4F_{sr}=1730\text{N}$), współczynnik asymetrii $R=0,13$ ($R=\sigma_{min}/\sigma_{max}$). W dwóch próbkach podczas obciążeń cyklicznych ślad uderzenia był położony na górnej powierzchni (ściskanej). Większa część uszkodzenia udarowego (przeciwległa do miejsca uderzenia) leżała w strefie rozciąganej próbki. W dwóch pozostałych próbkach lokalizacja POU była odwrotna, tj. strefa przeciwległa do uderzenia była ściskana cyklicznie. Próbki uszkodzone udarowo i zmęczeniowo zostały poddane statycznej próbie zginania w układzie stosowanym w próbie zmęczeniowej. Okazało się, że spadek wytrzymałości zginanie R_g w stosunku do wartości określonej dla próbek bez uszkodzeń zmęczeniowych i udarowych nie przekraczał 3%. W porównaniu do zmian wytrzymałości na ściskanie R_c spowodowanych POU (rys. 5), zmiany wytrzymałości na zginanie R_g wywołane przez uszkodzenia udarowe i zmęczenie były nieznaczne.

Przeprowadzono analogiczne doświadczenie poddając 6 próbek z UU (7,5 J) działaniu 10^4 cykli na poziomie 50% wytrzymałości materiału nieuszkodzonego. Spadki wytrzymałości statycznej na zginanie okazały się nieco większe i wynosiły 4%

dla trzech próbek obciążanych cyklicznie ze spodem UU po stronie rozciąganej oraz 8% dla próbek z odwrotnym położeniem UU tj. z podstawą „stożka” objętości uszkodzonej (rys. 1) położoną po stronie ściskanej cyklicznie. Podczas badań zmęczeniowych przy zginaniu trzypunktowym próbek bez UU spadek wytrzymałości R_g po zastosowaniu 10^4 cykli na poziomie $\sigma_{max}=0,4R_g$ wynosił aż 14% [7].

Dopiero w próbkach z uszkodzeniami udarowymi (7,5 J) poddanych działaniu 10^5 cykli obciążenia realizowanych wg schematu z rys. 7 na poziomie $\sigma_{max}=0,5R_g$ stwierdzono znaczący spadek wytrzymałości pozostałej – do poziomu 70% wartości wyjściowej. We wszystkich przypadkach zginania czteropunktowego opisanych w tym rozdziale zniszczenie próbek wystąpiło nie w miejscu uszkodzenia udarowego lecz w przekroju obciążonym siłą F .

4. PODSUMOWANIE

Z opisanych badań wynika, że zastosowane obciążenia udarowe o całkowitej energii impulsu 7,5 J nie wpływały istotnie na przyspieszenie procesu degradacji zmęczeniowej materiału. Świadczy o tym lokalizacja przekrojów, w których wystąpiło zniszczenie wszystkich badanych próbek – zawsze był to rejon przyłożenia obciążenia F a nie strefa uszkodzenia udarowego. Jak się wydaje, znacznie większe potencjalne zagrożenie dla trwałości elementów z takimi uszkodzeniami udarowymi (rys. 1, 3, 4) stanowią pęknięcia poprzeczne dochodzące do powierzchni w obszarze uszkodzonym przeciwnym do miejsca uderzenia. Wynika z tego, że ocena wpływu POU na badany laminat na podstawie zmian jego wytrzymałości pozostałej jest niewystarczająca i powinna być uzupełniona o badania mikrostruktury.

LITERATURA

- [1] BEŁZOWSKI *Niskoenergetyczne uszkodzenia Udarowe w kompozytach polimerowych*. II Semin. STRUKTURALNE ASPEKTY DESTRUKCJI MATERIAŁÓW, OBR GŁE W-w, 1997, s. 39–47.
- [2] BEŁZOWSKI A., STASIEŃKO J., *O wpływie poprzecznych obciążeń udarowych na własności polimerowych kompozytów konstrukcyjnych*. Przegląd Mechaniczny, zeszyt 13/2000, s. 13–18.
- [3] ECKOLD G.C., *Failure criteria for use in design environment*. Composites Science and Technology, 58, 1998, s. 1095–1105.
- [4] QUINN J.A., *Composites – Design Manual*. Wyd. 3, James Quinn Associates Ltd, 2002.
- [5] BS 4994 *Specification for design and construction of vessels and tanks in reinforced plastics*. 1987.
- [6] BS 7159 *Code of practice for design and construction of glass-reinforced plastic piping system*. 1989.
- [7] BEŁZOWSKI A., *Method for evaluating long-term strength of polymer composites allowing for fatigue degradation and size effect*. Archives of Civil Engineering, XLVII, 4, 2001, s. 521–537.

ZASTOSOWANIE TRANSFORMACJI FALKOWEJ DO BEZKONTAKTOWEJ DETEKЦИИ PĘKNIĘCIA SZYBY

Ireneusz BEMKE, Romuald ZIELONKO

Katedra Metrologii i Systemów Elektronicznych, Wydział Elektroniki Telekomunikacji i Informatyki, Politechnika Gdańska, ul. G. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk, tel. +48 58 3472197, fax. +48 58 3472257 bemke@mercury.perfect.net.pl; zielonko@eti.pg.gda.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań nad zastosowaniem transformacji falkowej do bezkontaktowej detekcji pęknięć tafli szklanej, drogą analizy odebranego sygnału akustycznego. Przeprowadzono je w celu opracowania algorytmu detekcji, a następnie układu detektora spełniającego normy obowiązujące dla systemów alarmowych. Przedstawiono podstawy teoretyczne transformacji falkowej, z podkreśleniem jej cech korzystnych dla zastosowań do analizy sygnałów towarzyszących pękaniu szkła. Opisano metodykę badań oraz system pomiarowy wraz z oprogramowaniem sterującym. Przedstawione wyniki uzyskano na podstawie analizy wybranych 72 rekordów z niszczących i nieniszczących narażeń różnych tafli szklanych.

Słowa kluczowe: transformacja falkowa, algorytm diagnostyczny, pęknięcie szyby

APPLICATION OF WAVELET TRANSFORMATION IN CONSTRUCTION OF GLASS PANE BRAKE DETECTOR.

Summary

The paper presents results of research on application of wavelet transformation for remote detection of glass pane break by analysis of received acoustic signal. Research was made for design of algorithm and detector circuit, which meet standards required for alarm equipment. In article a theoretical basis of wavelet transformation is given, especially W.T. features favorable for analysis of acoustic signals of glass breaks. Methodology of research and measurement system with control software are presented. The results of research was made by analysis of selected 72 records of destructive and nondestructive experiments on various glass panes.

Keywords: wavelet transformation, diagnostic algorithm, glass pane breaking

1. WSTĘP

W związku z tym, iż znaczna część włamań do budynków (ponad 1/3) następuje przez oszkłone fragmenty ścian, istnieje silne zainteresowanie badaniami nad wykrywaniem momentu pęknięcia szyby dla zastosowań alarmowych. Rozpowszechnione dotąd kontaktowe metody detekcji (paski przewodzące, czujniki wibracji) są zastępowane metodami bezkontaktowymi i bezprzewodowymi. Wśród nich największe zainteresowanie budzą metody akustyczne bazujące na analizie sygnałów dźwiękowych przez centralnie umieszczony detektor. Wadą dotychczasowych rozwiązań detektorów tego typu była niska odporność na sygnały fałszywe. Obowiązujące normy stawiają ostre wymagania odnośnie fałszywych alarmów (samoistnych i prowokowanych), żądając niemal stu procentowego zabezpieczenia przed nimi.

Następstwem tego jest podejmowanie badań nad jednoznacznością detekcją momentu dezintegracji szyby, do której zalicza się nie tylko jej stłuczenie, lecz nawet pęknięcie. Jest to zagadnienie trudne ze względu na amorficzność szkła, dużą różnorodność

grubości i wymiarów tafli oraz różne rodzaje szyby (zwykłe, hartowane, laminowane, zbrojone). Dodatkowe trudności sprawia też różnorodność sygnałów zakłócających (zjawiska atmosferyczne, ruch uliczny, celowe zakłócenia, dźwięki wewnętrzne budynku). Specyficznym wymaganiem jest niska cena detektora, która implikuje zastosowanie procesorów o skromnej mocy obliczeniowej.

Jedno z nielicznych rozwiązań spełniające wspomniane wymagania jest przedstawione w pracy [8] referowanej na tej konferencji. Zastosowano w niej analizę czasowo-częstotliwościową sygnału akustycznego oraz przekształcenie Hilberta. Nowe możliwości postępu w tej dziedzinie (zmniejszenie złożoności obliczeniowej, obniżenie kosztów) rokuje transformacja falkowa. Wstępne wyniki badań nad zastosowaniem transformacji falkowej do detekcji momentu pęknięcia szyby są treścią tej pracy.

2. PODSTAWY TEORETYCZNE W.T.

Transformacja falkowa należy do grupy narzędzi JTFA (Join Time – Frequency Analysis). Pozwala na analizę sygnałów z uwzględnieniem ich dynamiki

jednocześnie w dziedzinie czasu i częstotliwości. W istocie polega na rozłożeniu analizowanego sygnału na współczynniki reprezentujące zawartość w nim odpowiednio przesuniętych i przeskalowanych wersji funkcji bazowej $\gamma(t)$ (falki podstawowej), czyli jest rzutowaniem sygnału na przestrzeń rozpinaną przez funkcje bazowe $\gamma[(\tau-t)/a]$. Falkami bazowymi mogą być funkcje spełniające kilka warunków opisanych w pracach [4], [9] i [10]. Podstawową wersję transformacji, określaną mianem ciągłej transformacji falkowej w dziedzinie czasu opisuje wyrażenie

$$CWT_x(t, a) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) \gamma^* \left(\frac{\tau-t}{a} \right) d\tau \quad (1)$$

W wyrażeniu tym $a \in \mathcal{R}^+$ i jest współczynnikiem skali, który powoduje ściskanie (dla $a < 1$) lub rozciąganie (dla $a > 1$) funkcji bazowej $\gamma(t)$, co odpowiada poruszaniu się po osi częstotliwości, współczynnik $|a|^{(1/2)}$ umieszczony przed całką zapewnia zachowanie energii sygnału i energii jego transformaty, $\tau \in \mathcal{R}$ reprezentuje przesunięcie funkcji bazowej $\gamma(t)$ po osi czasu i umożliwia analizę zmienności sygnału w dziedzinie czasu. Odwrotna Ciągła Transformacja Falkowa określona jest równaniem (2) i równoważna jest odtworzeniu przebiegu.

$$x(t) = \frac{2}{a^2 C_\gamma} \int_0^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} CWT_x^T(\tau, a) g\left(\frac{t-\tau}{a}\right) d\tau da, \quad (2)$$

przy czym:

$$C_\gamma = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{|\Gamma(f)|}{|f|} df < \infty, \quad \Gamma(0) = 0, \quad (3)$$

stanowi energię zawartą w pojedynczej funkcji bazowej - która musi być ograniczona, $\Gamma(f)$ to widmo fourierowskie funkcji bazowej (falki). We wzorze (2) całkowanie po osi skal ("da") odpowiada całkowaniu po osi częstotliwości. Równanie (3) natomiast jest jednym z fundamentalnych warunków jakie musi spełniać falka podstawowa (a więc i każda otrzymana z niej falka). Dyskretyzacja osi prowadzi do powstania dyskretnoczasowej wersji transformacji falkowej. Przyjmując najczęściej stosowany - diadyiczny sposób skalowania

$$t = n2^{-m} \quad \text{oraz} \quad a = 2^{-m}, \quad (4)$$

otrzymujemy zależność:

$$DWT_x(m, n) = 2^{\frac{m}{2}} \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) \gamma^*(2^m \tau - n) d\tau. \quad (5)$$

Transformata odwrotna zaś określona jest równaniem:

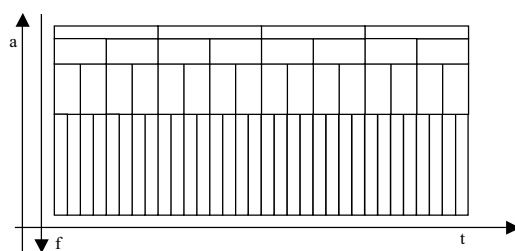
$$x(t) = 2^{\frac{m}{2}} \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} DWT_x(n, m) g(2^m t - n). \quad (6)$$

Wyniki transformaty falkowej przedstawiane są na płaszczyźnie (t, a) lub (n, m) odpowiednio jako współczynniki określone zależnościami:

$$A_x(t, a) = |CWT_x(t, a)|^2, \quad (7)$$

$$A_x(n, m) = |DWT_x(n, m)|^2 \quad (8)$$

Rozdzielczość w obu osiach jest zmienna i zależna od współczynnika skali. Przy założeniach (4) oczka siatki rozdzielczości mają stałą powierzchnię, a sposób ich rozmieszczenia przedstawia rys 1.



Rys. 1. Siatka rozdzielczości czasowo-częstotliwościowej analizy falkowej

Niestety ciągła i dyskretnoczasowa transformata falkowa dają w wyniku reprezentację o dużej redundancji. Taka postać sygnału jest mało efektywna. W praktycznych zastosowaniach stosowana jest analiza z wykorzystaniem skojarzonych z falkami filtrów falkowych, których współczynniki wyznaczone są na drodze przekształceń teorii analizy wielorozdzielczej. Co więcej, w praktyce stosuje się często podejście odwrotne - to znaczy metodami adaptacyjnymi dobiera się współczynniki filtrów do konkretnych zastosowań (lub o założonych cechach określonych przez układy równań), a następnie na ich podstawie odtwarza wygląd skonstruowanej falki. Zależności dotyczące analizy wielorozdzielczej wyjaśniają pozycje [4] i [9]. Najważniejszym elementem jest określenie układu równań warunków koniecznych do konstrukcji filtrów falkowych (9) i zależności pomiędzy filtrami (10).

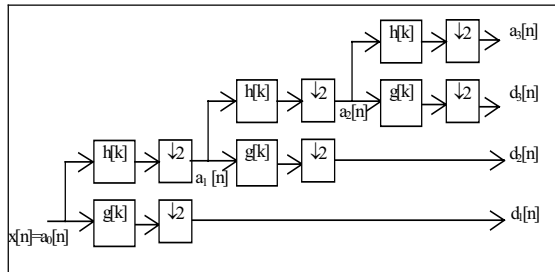
$$\begin{cases} \sum_{n=0}^{N-1} h(n) = \sqrt{2} \\ \sum_{n=0}^{N-1} h(n)h(n-2k) = \delta(k) \quad k = 0, 1, \dots, (N/2) - 1 \end{cases} \quad (9)$$

$$g(n) = \pm(-1)^n h(N-1-n). \quad (10)$$

Przy czym $h(n)$ i $g(n)$ reprezentują odpowiednio dolno- i górnoprzepustowy analityczny filtr falkowy. Układ równań (9) określa $N/2+1$ warunków dla każdego N niewiadomych. Otrzymany podokreślony układ równań posiada $N/2-1$ stopni swobody, które pozwalają na dobieranie własnych warunków dodatkowych jakie spełniać mają konstruowane falki.

Analizę wieloskalową sygnału przeprowadza się zgodnie z algorytmem zaproponowanym przez

Mallata (rys. 2). Ciągi uzyskane w wyniku filtrowania filtrem dolnoprzepustowym $h(k)$ nazywane są aproksymacjami na poziomie „j” i stanowią zgrubną reprezentację sygnału. Ciągi uzyskane za pomocą filtrowania filtrem górnoprzepustowym $g(k)$ reprezentują szczegóły zawarte w sygnale i nazywane są detalami na poziomie „j”.



Rys. 2. Algorytm Mallata

Algorytm ten nie określa z góry ilości powtórzeń (poziomów aproksymacji). Wartości te przyjmowane są dla konkretnych klas sygnałów lub ustalone dynamicznie podczas wykonywania analizy. Operacje splatania i decymacji realizuje się z reguły jednocześnie, co przedstawia zapis analityczny

$$a_{j+1}[n] = \downarrow_2 [a_j[n] * h[k]] = \sum_k a_j[2n - k]h[k] \quad (11)$$

$$d_{j+1}[n] = \downarrow_2 [a_j[n] * g[k]] = \sum_k a_j[2n - k]g[k]$$

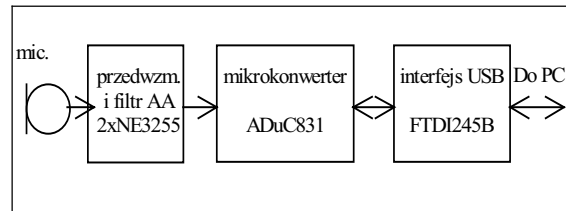
przy czym \downarrow_2 oznacza decymację przez 2. Równania te nazywane są równaniami szybkiej transformacji falkowej (z angielskiego FWT – fast wavelet transformation) i stanowią podstawę działania wydajnych algorytmów analizy sygnałów, w szczególności nadają się do analizy sygnałów niestacjonarnych. Właściwości DWT i spłotu pozwalają na opracowanie bardzo wydajnego algorytmu FWT co dokładniej opisano w [1] i [2]. Złożoność obliczeniowa FWT jest proporcjonalna do długości sygnału (N) i znacznie mniejsza niż złożoność obliczeniowa FFT - $N \log_2 N$. Obok mniejszej złożoności obliczeniowej walorem predysponującym zastosowanie FWT do detekcji pęknięcia szyby jest duża różnorodność falek, możliwość ich doboru do modelowania badanego zjawiska i optymalizacji algorytmu detekcji.

3. METODYKA BADAŃ

Specyficzną cechą badanego zjawiska jest brak modelu matematycznego opisującego proces pęknięcia szkła pod wpływem różnego rodzaju narażeń (mechanicznych, termicznych). W związku z tym wykluczone są badania symulacyjne, a konieczne kosztowne badania fizyczne na obiektach rzeczywistych.

W pierwszym etapie badań opracowany został system pozyskiwania danych umożliwiający rejestrację cyfrowych rekordów sygnałów akustycznych, które mogą być wielokrotnie wykorzystywane do analizy z zastosowaniem różnych typów falek.

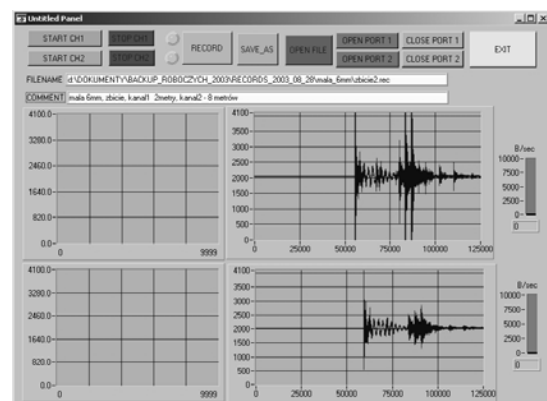
System (rys. 3) składa się z mikrofonu o paśmie przenoszenia od 10Hz do 30kHz, przedwzmacniacza o regulowanym wzmacnieniu (1-8 razy), mikrokonwertera ADuC831 zawierającego obok procesora przetwornik A/C o rozdzielczości 12 bitów i szybkości próbkowania do 247kS/s., oraz bloku interfejsu USB zbudowanego na układzie FTDI245B, łączącego system z komputerem PC.



Rys. 3. Schemat blokowy układu akwizycji sygnałów akustycznych

W środowisku LabWindows/CVI opracowano program nadzorujący pracę dwu równoległych torów akwizycji danych i zapisujący rekordy na dysku twardym. Na rysunku 4 pokazano widok panelu głównego oprogramowania z widocznymi przyciskami sterującymi (u góry). Poniżej znajduje się wiersz ścieżki dostępu i nazwy pliku oraz wiersz komentarza opisującego warunki eksperymentu (rodzaj i rozmiar szyby, rodzaj zbijaka, odległość mikrofonu od szyby itp.). W części centralnej znajdują się okna z widocznymi przebiegami rejestrowanych sygnałów.

Za pomocą zrealizowanego systemu dokonano rejestracji sygnałów z kilkudziesięciu eksperymentów, w tym 15 niszczących tafle szklane. Do analizy wykorzystano również kilkadziesiąt rekordów uzyskanych przez autorów publikacji [8] prowadzących badania omawianego zjawiska z wykorzystaniem transformacji Hilberta do detekcji pęknięcia szyby.

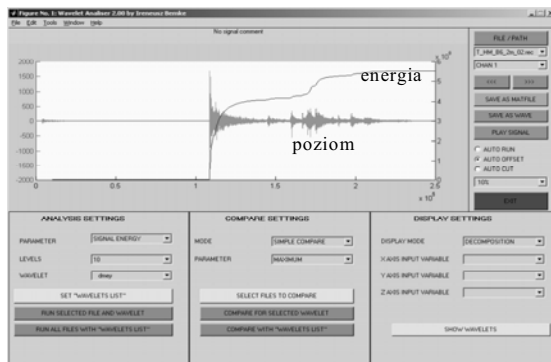


Rys. 4. Widok panelu głównego programu sterującego pracą systemu akwizycji

Ze względu na potrzebę zapewnienia możliwości porównywania wyników badań obu zespołów, zastosowano obniżoną w stosunku do możliwości przedstawionego systemu pomiarowego, szybkość próbkowania sygnału 50kS/s. Do analizy wybrano w

sumie 72 rekordy wyselekcjonowane z eksperymentów obu zespołów.

Obliczenia przeprowadzono z użyciem, oprogramowania, opracowanego w środowisku MATLAB z pakietem Wavelet Toolbox, realizującego transformację falkową z możliwością zastosowania 40 różnych falek i zaawansowanymi trybami prezentacji wyników (skalogramy CWT 2D, 3D, rekonstrukcja pasm częstotliwościowych sygnału, dekompozycja DWT 2D i 3D). Na rys. 5 przedstawiono widok panelu głównego wykorzystywanego oprogramowania wraz z uwidocznionym w części centralnej przebiegiem czasowym poziomu sygnału zbitcia szyby, oraz jego reprezentację energetyczną.

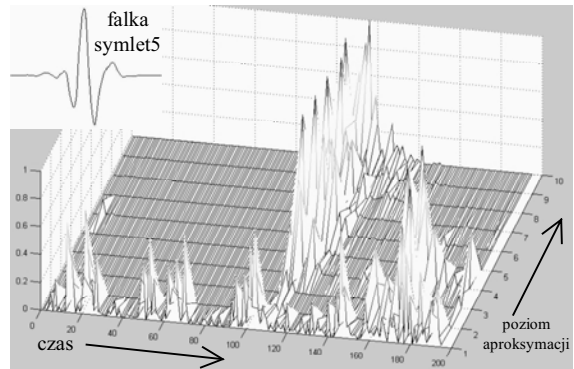


Rys. 5. Widok panelu głównego programu do analizy falkowej sygnałów; widoczny przebieg czasowy sygnału zbitcia szyby

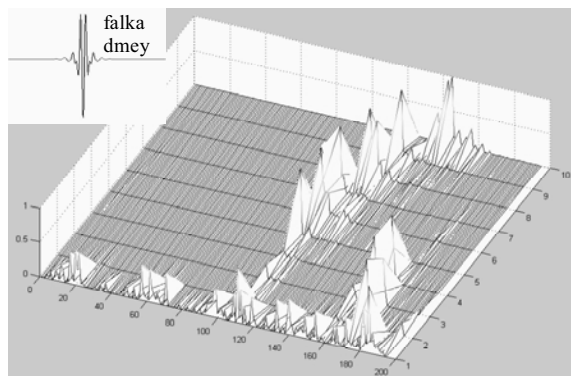
4. ANALIZA ZEBRANYCH DANYCH

Analizie poddano różne reprezentacje zarejestrowanych sygnałów (poziom, moc i energia). Stosowano różne rodzaje ich obróbki: dekompozycję CWT, dekompozycję DWT, rekonstrukcję pasm. Przystudowano wyniki analizy z wykorzystaniem w sumie 37 różnych falek i określono reprezentacje sygnałów oraz odpowiadające im rodzaje falek najbardziej przydatne z punktu widzenia detekcji pęknięcia szyby. W początkowym etapie badań autorzy stosowali prezentowany w publikacji [8] czteroetapowy opis procesu zbitcia szyby: uderzenie – absorpcja - kruszenie - spadanie odłamków.

Rysunki 6 i 7 przedstawiają reprezentację sygnału prawdziwego (zbitcia), po przetworzeniu DWT algorytmem Mallata z użyciem falek symlet5 i dmey i odpowiednio. Widać, że obróbka WT na kolejnych poziomach aproksymacji począwszy od 2 wzyżej pozwala wyraźnie wydobyc częstotliwościowe cechy sygnału odpowiadające fazom uderzenia i pęknięcia w odróżnieniu od przebiegu na poziomie 1. Z porównania rys. 6 i 7 wynika, iż falka symlet5 lepiej wydobywa dystyngtywne cechy sygnału niż falka dmey. Wadą falki dmey jest także postępujące przesunięcie sygnału na wyższych poziomach aproksymacji. Zgodnie z oczekiwaniami i doniesieniami literatury [6] potwierdza się silna zależność efektywności reprezentacji sygnału od rodzaju falki zastosowanej w analizie WT.

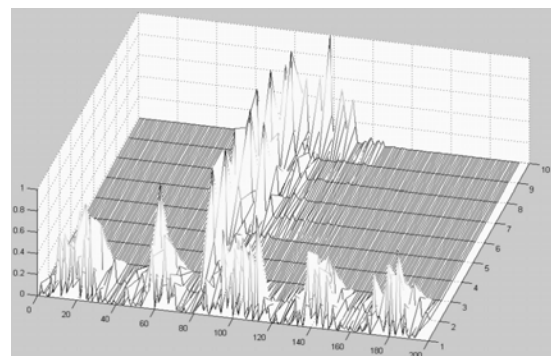


Rys. 6. Unormowana reprezentacja DWT sygnału zbitcia szyby; falka symlet5; szyba o wymiarach 50 x100cm, 6mm grubości, zbitcie młotkiem stalowym



Rys. 7. Unormowana reprezentacja DWT sygnału zbitcia szyby; falka dmey; szyba jak poprzednio

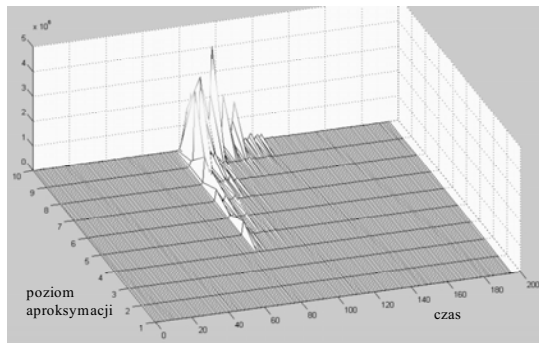
Dla porównania rysunek 8 przedstawia unormowaną reprezentację falkową sygnału fałszywego (nie powodującego pęknięcia). Widoczne w niej są tylko składowe związane z uderzeniem i absorpcją energii, a brak jest reprezentacji faz kruszenia i spadania odłamków.



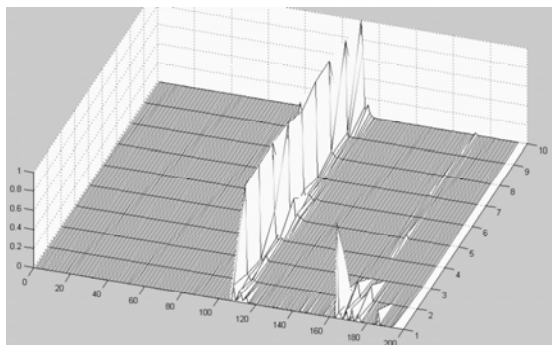
Rys. 8. Unormowana reprezentacja DWT sygnału fałszywego; falka symlet5; szyba jak poprzednio.

Rysunek 9 przedstawia reprezentację falkową tego samego sygnału, co rys. 6 i 7, bez normalizacji. Jak widać różnice amplitud na poszczególnych po-

ziomach są znaczne (ponad 10 razy), co może prowadzić nawet do „ukrycia” elementów składowych sygnału (niewidoczna jest faza spadania odłamków). Wynika stąd, iż w analizie (dla umożliwienia porównywania falek) jak też w algorytmie detekcji konieczne jest normowanie sygnałów na poszczególnych poziomach aproksymacji (do maksimum lub średniej).



Rys. 9. Nieunormowana reprezentacja DWT sygnału zbitcia szyby ; falka symlet 5; szyba jak poprzednio



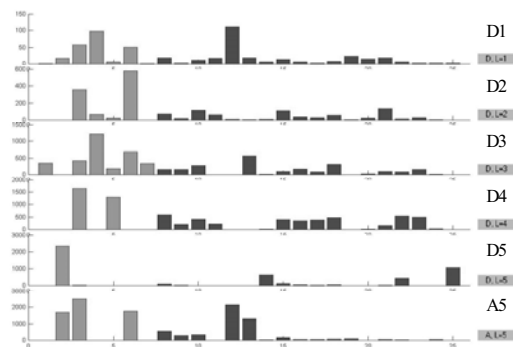
Rys. 10. Unormowana reprezentacja DWT energii sygnału prawdziwego; falka symlet5; szyba jak poprzednio

Ważnym aspektem analizy WT jest rodzaj reprezentacji wejściowej sygnału. Dla porównania rysunek 10 przedstawia unormowaną reprezentację DWT energii zawartej w sygnale prawdziwym. Zauważalny jest zanik składowych związanych z szumem w sygnale na poziomie 1, a wyraźnie widoczne stały się elementy sygnału odpowiadające fazom uderzenia i spadania odłamków. Przy braku normalizacji pogłębiają się różnice w amplitudach na poszczególnych poziomach aproksymacji.

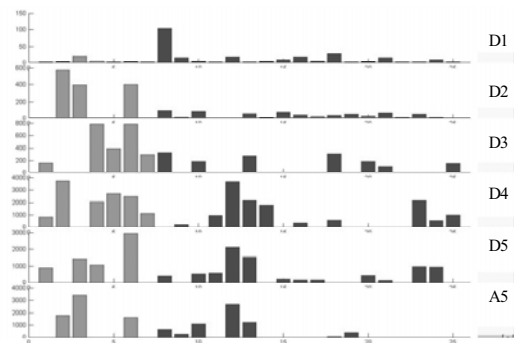
Przedstawione tu cechy zadecydowały o syntezy algorytmu detekcji pęknięcia na podstawie modelu uwzględniającego 4 fazy procesu dezintegracji szyby. Badania wykazały jednak, że algorytm taki nie spełnia wymagań norm VdS (90% detekcyjności i 100% odporności na sygnały fałszywe).

Poszukując bardziej efektywnych parametrów identyfikacyjnych sygnałów podjęto badania nad wykorzystaniem wartości średnich, skutecznych i maksymalnych współczynników falkowych oraz ich

pochodnych na poszczególnych poziomach aproksymacji algorytmem Mallata. Podobnie jak przedtem użyto różnych postaci sygnału (poziom, moc, energia) oraz uwzględniono duży zbiór falek.

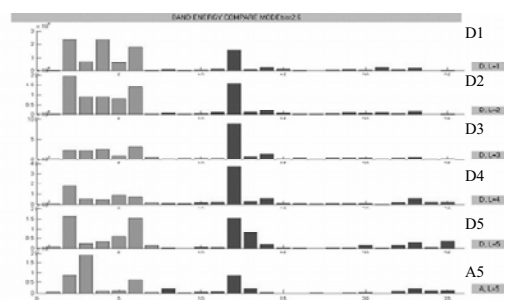


Rys. 11. Analiza porównawcza; maksima współczynników na poszczególnych poziomach; falka symlet5



Rys. 12. Analiza porównawcza; maksima współczynników na poszczególnych poziomach; falka dmeý

Rysunki 11 i 12 przedstawiają na kolejnych poziomach aproksymacji wyniki porównania wartości maksymalnych współczynników DWT sygnałów przetworzonych za pomocą falek symlet5 i dmeý. Uwidoczniono na nich maksymalne wartości współczynników detali dla poziomów 1-5 oraz współczynników aproksymacji na poziomie 5. Słupki jaśniejsze odpowiadają sygnałom prawdziwym, ciemniejsze natomiast fałszywym. Jak widać nie ma tutaj wyraźnych różnic pomiędzy sygnałami prawdziwymi i fałszywymi.



Rys. 13. Analiza porównawcza; maksima współczynników energetycznych na poszczególnych poziomach; falka bior2.6

Badania wykazały, iż najskuteczniejszą reprezentacją sygnału jest postać energetyczna, co potwierdza poprzednie wyniki. Rodziną falek która te różnice wydobywa najlepiej, jest zbiór falek biortogonalnych. Rysunek 13 przedstawia porównanie maksimów sygnałów, przy przetwarzaniu postaci energetycznej falką bior2.6. Na poziomach 1 i 2 dobrze widoczne są różnice pomiędzy sygnałami prawdziwymi i fałszywymi. Wykorzystanie tych cech otwiera nowe możliwości doskonalenia algorytmu detekcji pęknięć.

Z analizy wyników obu etapów przeprowadzonych badań wynika, iż należy skoncentrować uwagę na pierwszych dwóch etapach sygnału akustycznego odpowiadających uderzeniu i absorpcji energii. Fazy 3 i 4 są silnie zależne od warunków otoczenia, mogą zatem obniżać efektywność algorytmu detekcji zarówno w sensie odporności na sygnały fałszywe, jak też detekcyjności sygnałów prawdziwych. Badania potwierdziły dużą użyteczność aparatu analizy W.T. (wynikającą głównie z możliwości wyboru falki i poziomów aproksymacji) w rozwiązywaniu trudnego problemu niezawodnej detekcji pęknięcia szkła.

5. PODSUMOWANIE

Przedstawione w artykule metody WT i wyniki wstępnych badań dotyczących zastosowania transformacji falkowej do detekcji pęknięcia szyby nie doprowadziły na razie do opracowania efektywnego algorytmu detekcji, spełniającego normy VdS. Wskazały jednak drogę postępowania do osiągnięcia tego celu w sposób bardziej analityczny, a mniej heurystyczny od metod dotychczas stosowanych. Podstawowe wnioski przeprowadzonych badań:

- Wydobywanie dystynktywnych cech sygnałów niszczących i nieniszczących narażeń szyby w istotny sposób zależą od rodzaju falki. Możliwość wyboru falki z licznego ich zbioru jest silną stroną aparatu analizy WT rokującą syntezę efektywnych algorytmów detekcji pęknięcia szyby.
- Z pośród trzech rodzajów reprezentacji wejściowej sygnału (poziom, moc, energia) najbardziej korzystna z punktu widzenia dystynktywnych cech pęknięcia jest reprezentacja energetyczna, a dobrymi parametrami porównawczymi są wartości maksymalne współczynników
- Fazy 3 i 4 (kruszenia i spadania odłamków) nie występują lub są silnie zależne od warunków pomieszczenia (np. rodzaj wykładziny podłogowej), w związku z tym w dalszych badaniach należy skoncentrować uwagę na fazach 1 i 2 (uderzenie i absorpcja) występujących w sygnałach wszystkich narażeń mechanicznych, i posiadających największe amplitudy.

LITERATURA

- [1] Bemke I.: „Algorytm dyskretnej transformacji falkowej zoptymalizowany dla implementacji w mikrokontrolerze“, Elektronika, nr 7–8, 2002.
- [2] Bemke I.: „Implementacja algorytmu szybkiej transformacji falkowej w mikrosystemie pomiarowym dla celów badawczo – dydaktycznych”, PTETIS, Gdańsk 2002.
- [3] Bemke I. Tłaga W.: „Zdalna diagnostyka tafli szklanej z zastosowaniem transformaty falkowej”, Konferencja Napędy i Sterowanie, Gdańsk, 18–19 lutego 2004.
- [4] Białasiewicz J.T.: „Falki i aproksymacje”, WNT Warszawa 2000.
- [5] Brzyski M. „Czujki stłuczenia szyby” cz. 1 Zabezpieczenia, nr 6/2002 str. 47-49, oraz cz. 2 Zabezpieczenia, nr 1/2003, str. 32-34.
- [6] Horodko L.: „Wpływ typu falki na własności czasowo – częstotliwościowej reprezentacji niestacjonarnego sygnału”, Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, Nr 886, Elektryka, z. 98. Rok 2001.
- [7] Tłaga J., Tłaga W.: „Synteza algorytmu detekcji pęknięcia szyby metodą *data fission – data fusion*.” Zabezpieczenia nr 2/2004,
- [8] Tłaga J., Tłaga W.: „Zdalna diagnostyka tafli szklanej z zastosowaniem elementów analizy sygnałów Hilberta” Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej, Poznań 2004
- [9] Wojtaszczyk P.: „Teoria falek”, PWN, Warszawa 2000.
- [10] Zieliński T. P. „Wavelet Transform Applications in Instrumentation and Measurement: Tutorial & Literature Suvery”, Metrology and Measurement 1/2004



Ireneusz BEMKE, mgr inż. Specjalność naukowa: zastosowania mikrokontrolerów w kontroli, nadzorze i sterowaniu procesów przemysłowych; uczestnik studiów doktoranckich na Wydziale Elektroniki Telekomunikacji i Informatyki Pol. Gdańskie. Pracuje zawodowo w przemyśle elektronicznym.



Romuald ZIELONKO, prof. Zw. Pol. Gdańskiej; Specjalność naukowa: metrologia i diagnostyka elektroniczna, systemy pomiarowe. Kierownik Katedry Metrologii i Systemów Elektronicznych na Wydziale Elektroniki Telekomunikacji i Informatyki; Wiceprzewodniczący Komitetu Metrologii i Aparatury Naukowej PAN; Redaktor naczelny kwartalnika *Metrology and Measurement Systems*.

DIAGNOZOWANIE METODAMI DRGANIOWYMI AGREGATÓW MASZYN Z MECHANIZMEM TŁOKOWO-KORBOWYM

Piotr Jan BIELAWSKI

Akademia Morska w Szczecinie, Zakład Diagnostyki i Remontów Maszyn Okrętowych
ul. Podgórna 51/53, 70-205 Szczecin, pbielaws@wsm.szczecin.pl

Streszczenie

Wymieniono istotne cechy agregatów z maszyną z mechanizmem tłokowo-korbowym. Wykazano związki między przebiegiem siły przenoszonej przez węzeł tribologiczny i jego stanem technicznym. Przedstawiono węzły tribologiczne mechanizmu tłokowo-korbowego podatne na diagnozowanie metodami drganiowymi. Wskazano na możliwości diagnozowania agregatów metodami drganiowymi.

Słowa kluczowe: agregat, mechanizm tłokowo-korbowy, łożyska ślizgowe, diagnostyka drganiowa

DIAGNOSIS OF GENERATORS WITH MACHINE EQUIPPED WITH PISTON-CONNECTING ROD MECHANISM BY VIBRATION METHODS

Summary

The important features of generators with machine equipped with piston-connecting rod mechanism have been mentioned. There were indicated relation between course of force carried by tribological pair and it's technical state. There have been presented tribological pairs of piston-connecting rod mechanism suitable for diagnosis by vibration methods. There were indicated the possibilities of generator's diagnosis by vibration methods.

Key words: generator, piston-connecting rod mechanism, slide bearings, vibration diagnosis

WSTĘP

Elementy w maszynach posiadają wiele stopni swobody i z tego względu są zdolne do wykonywania różnego rodzaju drgań. Informacje użyteczne diagnostycznie mogą być zawarte nie tylko w wibracjach elementów, ale również w innych rodzajach drgań w szczególności drganiach poosiowych/wzdłużnych i skrętnych. Wymuszenia generujące drgania jednego elementu mogą pochodzić z różnych źródeł, co musi być uwzględnione podczas wnioskowania diagnostycznego. Obiektem diagnozowania musi być nie pojedyncza maszyna, ale cały agregat.

W agregatach wyróżnia się silnik, odbiornik/maszynę roboczą i fundament. W silnikach i w maszynach roboczych realizowane są procesy robocze oddziałujące na elementy maszyn w formie ciśnień, sił lub momentów sił.

Momenty działające na wał maszyny roboczej są momentem obciążającym silnik. Deformacje fundamentu powodować mogą zmianę reakcji w podporach / łożyskach wałów obydwu maszyn.

W maszynach z mechanizmem tłokowo-korbowym:

– siły i momenty mogą mieć przebieg okresowy (możliwa zmiana znaku siły lub momentu) zależny od kąta obrotu wału korbowego ze zmianą znaku,

– wały są wałami wykorbionymi zdolnymi do zmiany położenia osi czopów głównych.

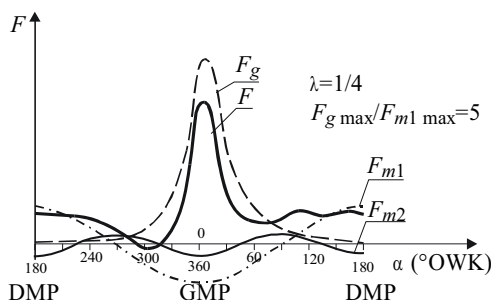
1. PRZEBIEGI SIŁ W MECHANIZMACH TŁOKOWO-KORBOWYCH

Ciśnienia p wytwarzane w komorach roboczych maszyn z mechanizmem tłokowo-korbowym oddziałują na ścianki elementów komory i powodują powstawanie drgań głowicy i tulei oraz sił F_g działających na tłoki.

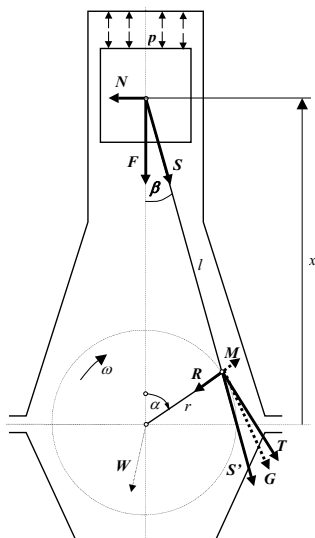
Mając wcześniej wyznaczoną „funkcję przejścia” możliwe jest określenie przebiegu ciśnienia w komorze na podstawie przebiegu drgań głowicy. Bliższe informacje można znaleźć w [1].

Na tłok maszyny, oprócz wspomnianego ciśnienia, działają siły bezwładności F_m ($F_m = F_{m1} + F_{m2}$). Przykładowy przebieg sił F_g , F_m i ich wypadkowej F przedstawiono na rys. 1.

W mechanizmie tłokowo-korbowym siłę F można rozłożyć tak jak przedstawiono na rys. 2. Z analizy przebiegów sił działających na elementy mechanizmów tłokowo-korbowych dokonanej w [1, 2] wynika, że dla określonego kąta lub kątów obrotu wału korbowego następuje zmiana znaku siły (następuje przejście przez wartość zerową).



Rys. 1. Wykres siły tłokowej F silnika dwusuwowego w zależności od kąta OWK [5]



Rys. 2. Rozkład sił działających na mechanizm tłokowo-korbowy [1]

2. MODULACJA SIŁ W WĘZŁACH TRIBOLOGICZNYCH I DRGANIA NIMI WYWOŁYWANE

W mechanizmie tłokowo-korbowym na skutek zużycia elementów par tribologicznych następuje powiększenie luzów w węzłach tribologicznych.

W przypadku węzła bez cieczy rozdzielającej zmiana znaku siły $F(t)$ działającej np. na czop o masie m powoduje oderwanie się masy od jednej ścianki panwi i przemieszczanie się w ramach luzu s do drugiej ścianki panwi.

Masa zderza się z drugą ścianką z prędkością V_k

$$V_k = \sqrt{\frac{2s \cdot F}{m}} \quad (1)$$

Powstaje siła uderzenia P_d

$$P_d = m \frac{dv}{dt} = m \frac{V_k - V_0}{t_0 - t_k}, \quad V_0 = 0 \quad (2)$$

gdzie: t_0 – czas końca uderzenia,
 t_k – czas początku uderzenia.

Czas trwania uderzenia $t_0 - t_k$ zależy od sztywności ścianki. Obecność filmu olejowego na uderzanej ściance powoduje wydłużenie czasu uderzenia. Efekt ten spowodowany jest tym, że ciecz rozdziela-

jąca w formie filmu olejowego posiada własności sprężyste i tłumiące. W przypadku łożysk ślizgowych promieniowych współczynniki sprężystości k i tłumienia c opisane są poniższymi wzorami wynikającymi ze wzoru Hollanda [3, 4]

$$k = \frac{\eta \omega B D}{\psi^2} S_0, \quad c = \frac{\eta \dot{x} B D}{\psi^2} S_w \quad (3)$$

gdzie: η – lepkość dynamiczna oleju,
 ω – prędkość kątowa czopa względem panewki,

$$\psi = S/D$$

S – luz w łożysku,

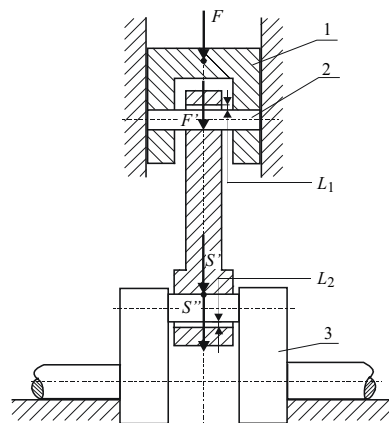
D – średnica czopa,

B – szerokość panewki,

S_0, S_w – liczby Sommerfelda dla efektu związanego z obrotem czopa (S_0) i dla efektu wyciskania oleju (S_w).

Z przebiegu siły wypadkowej F (rys. 1) wynika, że następuje przejście wartości tej siły i jej składowej N (rys. 2) przez wartości zerowe. Jak wykazano, siły o takim przebiegu przenoszone przez węzły tribologiczne ulegają odpowiedniej modyfikacji.

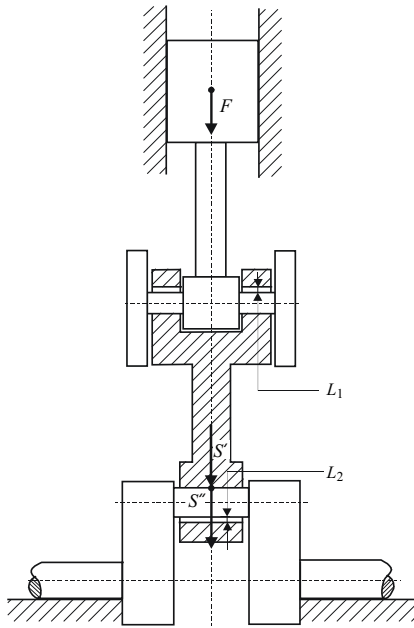
W przypadku mechanizmów bezwodzikowych siła F' działająca przez sworzeń na panewkę łożyska korbodowu jest zmodyfikowaną luzem łożyskowym siłą F , rys. 3. Siła F' generuje drgania korbodowu. Po odpowiednim „wybraniu” luzu w łożysku łożyska korbodowu, na stopę korbodowu działa wypadkowa S' sił gazowych, masowych tłoka, sworzni i części korbodowu wykonujących ruch oscylacyjny. Luz w łożysku stopy korbodowu powoduje, że na czop korbodowu wykorbienia działa siła S'' . Zmodyfikowana luzem siła S'' generuje drgania m.in. związane z kształtem wału korbodowego – drgania wzdłużne (dokładniej drgania wzdłużne wywołuje składowa promieniowa R wymienionej siły, rys. 2). Możliwy jest pomiar takich drgań.



Rys. 3. Siły generujące drgania korbodowu i wykorbienia: 1 – tłok, 2 – sworzeń, 3 – wykorbienie; L_1 – luz łożyska łożyska korbodowu, L_2 – luz łożyska stopy korbodowu (łożyska korbodowego) [1]

W przypadku mechanizmów z wodzikami wpływ luzów jest podobny, rys. 4. Siłami modyfikowanymi luzem łożyska łożyska korbodowu są siły

gazowe działające na tłok oraz siły bezwładności od mas tłoka, trzona tłokowego i wozzika.



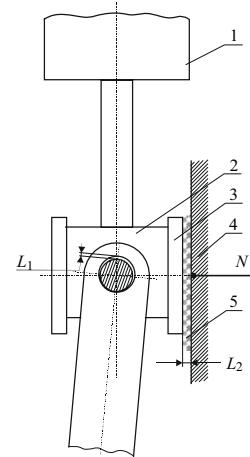
Rys. 4. Siły generujące drgania korbowodu i wykorbienia mechanizmu z wozzikiem: L_1 – luz łożyska łba korbowodu, L_2 – luz łożyska stopy korbowodu (łożyska korbowego) [1]

W maszynie bezwozzykowej siła N przejmowana jest przez tuleję cylindrową poprzez film olejowy, głównie między częścią prowadzącą tłoka a tuleją. Ponieważ następuje przejście przez wartość zerową siły N , luz między tłokiem i tuleją modyfikuje przebieg siły N . Zmodyfikowana luzem siła N generuje drgania tulei cylindrowej.

Wykorzystanie tego efektu do celów diagnostycznych jest problematyczne z następujących powodów:

- tuleja cylindrowa jest z reguły chłodzona od strony zewnętrznej cieczą i nie jest bezpośrednio dostępna;
- częściowo siła N przenoszona jest na tuleję poprzez pierścienie cylindrowe. Między tłokiem i pierścieniem znajduje się gaz (sprężony lub gazy spalinowe) o dużym ciśnieniu posiadający określone właściwości sprężyste i tłumiące;
- umieszczenie środka sworznia (punktu, przez który przechodzi siła N) w środku ciężkości tłoka nie gwarantuje równomiernego rozkładu nacisków w części prowadzącej. Umieszczenie osi sworznia w osi symetrii części prowadzącej poniżej środka ciężkości tłoka powoduje uderzenia krawędziami tłoka o tuleję przy zmianie kierunku działania siły N , (patrz np. [5]).

W przypadku mechanizmów wozzykowych siła N działa w osi symetrii wozzika. Siła N' działająca na sanie wozzika jest siłą N modyfikowaną luzem między saniami i prowadnicą wozzika, rys. 5. Składowa dynamiczna siły N' generuje drgania prowadnic. Możliwy jest pomiar takich drgań. Ponieważ siła N jest składową siły F' , przebieg siły N' zależy również od luzu w łożysku łba korbowodu.



Rys. 5. Siły generujące drgania prowadnicy wozzika: 1 – tłok, 2 – wozzyk, 3 – sanie wozzika, 4 – prowadnica wozzika, 5 – ciecz rozdzielająca; L_1 – luz w łożysku łba korbowodu, L_2 – luz między saniami wozzika i prowadnicą [1]

3. ZALEŻNE OD LUZU ŁOŻYSKOWEGO DEFORMACJE WAŁU KORBOWEGO

Na wał korbowy maszyny agregatu działają:

- moment oporu odbiornika mocy lub moment napędzający od silnika,
- momenty od sił stycznych,
- momenty od drgań skrętnych.

Rozkład sumy momentów od sił stycznych i od drgań skrętnych wzdłuż osi wału nie jest stały: moment skręcający dla pierwszej postaci drgań rośnie w kierunku od wolnego końca wału do koła zamachowego i zależy od prędkości obrotowej.

Sumaryczny moment działający na wał korbowy powoduje nie tylko czyste skręcanie wału (tak jak wału gładkiego), ale wywołuje również deformację wykorbień i deformację całego wału. Deformacje te generalnie zależne są od tłumienia w łożyskach głównych [6]. Zmienny moment skręcający (moment obrotowy + moment wywołany drganiami skrętnymi¹) powoduje zmiany położenia czopów głównych względem panwi łożysk głównych. Wielkie przemieszczenia czopów w kierunku promieniowym powodują powstawanie dodatkowych ciśnień od tzw. efektu wyciskania (wzór Hollanda [3], przyrost ciśnienia proporcjonalny do prędkości przemieszczania). Wypadkowa ciśnienie oddziałuje zarówno na czop, jak i panewkę, co powoduje wzrost siły obciążającej łożysko główne. Efekt wyciskania oleju prowadzi do nieodwracalnej przemiany energii i tym samym do tłumienia drgań skrętnych.

Na wał wykorbiony, przez łożyska podpierające, działają ponadto dodatkowe siły reakcji wywołane deformacją podpór łożyskowych (fundamentu) i oddziaływaniem drugiej maszyny agregatu. Te dodatkowe siły powodują deformację wału korbowego objawiającą się powstawaniem dodatkowych drgań

¹ Moment od drgań skrętnych może być wielokrotnie większy od momentu obrotowego.

poosiowych wolnego końca wału korbowego. Problem ten przedstawiono szerzej w [7].

4. ZALEŻNOŚĆ MIĘDZY SIŁAMI MODYFIKOWANYMI LUZEM W WĘZŁACH A DRGANIAMI ELEMENTÓW MECHANIZMU TŁOKOWO-KORBOWEGO

Badano wpływ luzu w łożyskach korbowych i wpływ sprężynowania wykorbień na drgania wzdłużne wału korbowego oraz wpływ luzu w łożyskach głównych na drgania skrętne wału korbowego i drgania obudowy łożysk [1].

W obu przypadkach drgania wzdłużne mierzone były na wolnym końcu wału korbowego. W obydwu przypadkach otrzymano podobne zależności miary drgań od luzu w łożysku: istnieje pewna wartość „optymalna” luzu, dla której drgania są najmniejsze. Zarówno dla luzu większego, jak i mniejszego następuje wzrost wartości drgań, przy czym wzrost dla luzów mniejszych jest znacznie większy.

W przypadku drgań skrętnych stwierdzono, że dominujący wpływ na omawianą zależność mają luzy łożysk położone w pobliżu węzła drgań mierzonej postaci.

Wzrost miary drgań wzdłużnych i skrętnych można wyjaśnić następująco:

- luz „optymalny” leży w zakresie luzu nominalnego (między minimalnym i maksymalnym);
- poniżej luzu minimalnego ilość oleju smarnego przepływającego przez dane łożysko jest niewystarczająca do zapewnienia „ustalonych warunków termodynamicznych”; natężenie przepływającego oleju jest za małe, ażeby odprowadzić z łożyska całe ciepło tarcia bez wzrostu temperatury oleju;
- wzrost temperatury oleju powoduje znaczący spadek lepkości;
- spadek lepkości oleju powoduje:
 - wzrost (modyfikację) siły przejmowanej przez wykorbiecie (wzrost drgań wzdłużnych),
 - spadek tłumienia w łożyskach głównych (wzrost deformacji wału – amplitudy drgań skrętnych);
- powyżej luzu „optymalnego” następuje znaczący spadek nośności (sprężystości) i tłumienia filmu olejowego.

Potwierdzono eksperymentalnie zależność drgań obudowy łożyska² od drgań skrętnych wału korbowego [1]. Drgania obudowy łożyska (korpusu) są największe dla luzu minimalnego. Zwiększenie luzu do luzu „optymalnego” pociąga za sobą zmniejszenie drgań. Luz większy od optymalnego to zmniejszenie nośności łożyska (spadek tłumienia i wzrost drgań skrętnych), spadek ciśnienia w filmie olejowym, zmniejszenie grubości filmu olejowego i nieznaczny spadek sił generujących drgania obudowy.

W praktyce potwierdzono, że wzrost luzu w łożysku łożyska korbowodu sprężarki dwustronnego działania powoduje znaczący wzrost drgań prowadnicy

wodzika. Kąt obrotu, przy którym na przebiegu czasowym drgań obserwowano wzrost drgań odpowiada kątowi przejścia siły wypadkowej przez wartość zerową [8].

WNIOSKI

1. W przypadku agregatów z maszyną z mechanizmem tłokowo-korbowym konieczne i możliwe jest tworzenie modeli diagnostycznych.

2. Zbudowane modele pozwalają na:

- diagnozowanie stanu łożysk łożyska korbowodu, wodzika, stopy korbowodu i łożysk głównych;
- diagnozowanie ułożenia wałów agregatu;
- wyznaczanie rzeczywistych sił i momentów

działających na określone elementy i prognozowanie uszkodzeń zmęczeniowych tychże elementów [9].

ZAKOŃCZENIE

Równoległe z rozwojem modeli diagnostycznych następuje rozwój sprzętu diagnostycznego – sensorów. Badane są specjalne przetworniki do pomiarów drgań względnych: przyspieszeń drgań skrętnych i prędkości drgań wzdłużnych wolnego końca wału korbowego.

LITERATURA

- [1] Bielawski P., *Elementy diagnostyki drganiowej mechanizmów tłokowo-korbowych maszyn okrętowych*. Szczecin 2002.
- [2] Bielawski P., *Tribological kinematic pairs vibration signals of piston – connecting rod mechanisms*. Kwartalnik Postępy Technologii Maszyn, 2000/1, vol. 24. PAN. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2000, s. 23–40.
- [3] Holland J., *Beitrag zur Erfassung der Schmierverhältnisse in Verbrennungskraftmaschinen*. Technische Universität Hannover, Hannover 1959. Diss.
- [4] Roemer E., Schopf E., *Untersuchungen von Federung und Dämpfung in Gleitlagern*. Antriebstechnik 12(1973)10, s. 282–289.
- [5] Piotrowski I., *Okrętowe silniki spalinowe. Zasady budowy i działania*. Wydawnictwo Morskie, Gdańsk 1983.
- [6] Federn K., Broede J., *Experimentelle Analyse der Drehschwingungsdämpfung von Kolbenmaschinen*. MTZ 43(1982)11, s. 525–529.
- [7] Bielawski P., *Diagnozowanie ułożenia wału wykorbionego maszyn okrętowych*. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 4(132)2002, s. 177–193.
- [8] Lenz J., *Möglichkeiten und Erfahrungen mit der Zustandsüberwachung an oszillierenden Maschinen*. Beiträge des IBZ Hohen Luckow e.V. 7(1999)2, s. 81–96.
- [9] Bielawski P., *Diagnostyka procesów zmęczeniowych łożysk ślizgowych i wałów korbowych tłokowych maszyn okrętowych*. Przegląd Mechaniczny, Nr 4, 2003, s. 32–36.

² Drgania mierzone na górnej pokrywie łożyska głównego w kierunku osi cylindra, (w płaszczyźnie pionowej).

SYNTEZA DIAGNOSTYCZNEGO MODELU UKŁADU STEROWANIA Z WYKORZYSTANIEM METOD IDENTYFIKACJI I WIELOWARTOŚCIOWEGO KODOWANIA

Henryk BOROWCZYK

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych
ul. Ks. Bolesława 6, 01-494 Warszawa, borowczyk@post.pl,

Streszczenie

Przedstawiono metodę tworzenia diagnostycznego modelu układu sterowania na podstawie wyników eksperymentalnych badań diagnostycznych, z wykorzystaniem metod identyfikacji oraz wielowartościowego kodowania parametrów modelu dynamicznego.

Słowa kluczowe : diagnostyka, identyfikacja, kodowanie, logika wielowartościowa, układ sterowania

SYNTHESIS OF A CONTROL SYSTEM DIAGNOSTIC MODEL WITH USE OF IDENTIFICATION METHODS AND MULTIVALENT ENCODING

Abstract

A method of a control system diagnostic model creation, based on experimental results of diagnostic examination with use of identification methods and multivalent encoding of dynamic model parameters, was presented.

Key words: diagnostics, identification, encoding, multiple-valued logic, control system

1. WPROWADZENIE

Jednym z podstawowych problemów diagnostyki technicznej jest zbudowanie modelu diagnostycznego opisującego relacje między stanami diagnozowanego obiektu a szeroko rozumianymi symptomami [1, 5]. Należy przy tym uwzględnić możliwość implementacji wyznaczonego modelu w zautomatyzowanym (komputerowo sterowanym) systemie diagnostycznym. Komputeryzacja procesu diagnozowania umożliwia efektywne zbieranie i wszechstronne przetwarzanie sygnałów diagnostycznych, a także ograniczenie roli czynnika ludzkiego, co zwiększa obiektywizm otrzymywanych rezultatów.

Model diagnostyczny może być zbudowany na podstawie analizy związków między fizykalnymi wielkościami charakteryzującymi stan obiektu i mierzalnymi sygnałami diagnostycznymi lub z wykorzystaniem formalnych metod identyfikacji, których podstawą są wyniki eksperymentalnych badań obiektu zdanego (bez uszkodzeń) i obiektu niezdanego – z uszkodzeniami (rzeczywistymi lub symulowanymi).

W pracy przedstawiono zagadnienie budowy diagnostycznego modelu układu sterowania na podstawie eksperymentalnych danych - czasowych przebiegów sygnałów diagnostycznych [2] - z zastosowaniem metod identyfikacji matematycznych modeli układów dynamicznych oraz wielowartościowego kodowania parametrów modeli wyznaczo-

nych dla obiektu zdanego i niezdanego (po wprowadzeniu symulowanych uszkodzeń).

2. DIAGNOZOWANY OBIEKT

Diagnozowanym obiektem jest wielozakresowy układ sterowania lotniczego silnika turbinowego. Ze względu na złożoność obiektu i wynikające stąd trudności oceny jego stanu - dąży się do dekompozycji procesu diagnozowania z uwzględnieniem zakresów pracy układu.

Podczas badań eksperymentalnych, z wykorzystaniem zaprojektowanego w Instytucie Technicznym Wojsk Lotniczych stanowiska diagnostycznego, zarejestrowane zostały czasowe przebiegi sygnałów, które są nośnikami informacji o funkcjonowaniu obiektu, m. in. [2]:

- DSS - położenie dźwigni sterowania silnikiem,
- DR - średnica dyszy regulowanej,
- n - prędkość obrotowa wirnika silnika,
- P2 - ciśnienie powietrza za sprężarką,
- t4 - temperatura spalin za turbiną,
- Pw - ciśnienie paliwa zasadniczej komory spalania.

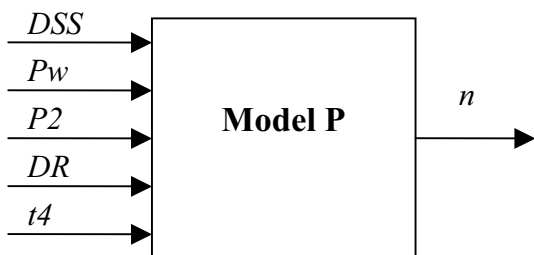
Wyznaczono przebieg wzorcowy (prawidłowy, bez uszkodzeń – oznaczony dalej jako U0) oraz zbiór przebiegów z symulowanymi uszkodzeniami – oznaczenie U_i , gdzie $i = 1, 2, \dots, N$ odpowiada kolejnemu numerowi uszkodzenia, natomiast N - liczbie rozpatrywanych uszkodzeń

3. IDENTYFIKACJA MODELU UKŁADU STEROWANIA

Celem identyfikacji jest zbudowanie matematycznego modelu, który z wymaganą dokładnością odwzoruje właściwości dynamiczne badanego obiektu. Identyfikacja jest procesem iteracyjnym i obejmuje następujące etapy:

- wykonanie zaplanowanego eksperymentu identyfikacyjnego i zarejestrowanie zmiennych wejściowych i wyjściowych (lub przygotowanie danych zebranych podczas eksploatacji obiektu),
- wybór struktury modelu,
- wyznaczenie parametrów modelu wybraną metodą identyfikacji,
- ocena zgodności właściwości dynamicznych modelu i rzeczywistego obiektu - dokładności identyfikacji, np. przez porównanie odpowiedzi czasowych modelu i obiektu na jednakowy sygnał wejściowy,
- jeśli uzyskana dokładność nie jest wystarczająca - przyjęcie innej struktury modelu i ponowna identyfikacja parametrów.

Na rys. 1 przedstawiono schemat identyfikacyjnego modelu układu sterowania przyspieszaniem rozpatrywany w pracach [8, 9]. Przyjęto model autoregresji z zewnętrznym wymuszeniem: *ARX* (*AutoRegressive with eXogenous Input*) zaimplementowany w przyborniku *System Identification Toolbox* [10].



Rys. 1. Schemat identyfikacyjnego modelu układu sterowania przyspieszaniem [3, 9]

Do identyfikacji zastosowano biblioteczną funkcję *arx*, która wykorzystuje metodę najmniejszych kwadratów. Funkcję *arx* wywołuje się następującym poleceniem [10]:

$$\mathbf{th} = \mathbf{arx}([y \ u], [na \ nb \ nk])$$

gdzie:

- *y*, *u* - wektory kolumnowe wyjściowy i wejściowy;
- *na* - liczba biegunów (pierwiastków mianownika transmitancji);
- (*nb* - 1) - liczba zer (pierwiastków licznika transmitancji);
- *nk* - opóźnienie w układzie;
- *th* - macierz wyniku w formacie THETA [10].

Dokładność identyfikacji zależy od trafności wyboru stopnia transmitancji operatorowej oraz od jakości zarejestrowanych danych doświadczalnych (czasowych przebiegów sygnałów diagnostycz-

nych). Dobór postaci modelu oraz parametrów jego struktury stanowi osobne zagadnienie, które nie będzie w niniejszej pracy przedmiotem rozważań.

W pracach [3, 4, 8, 9] zastosowano modele o następujących parametrach strukturalnych:

$$na = [4], nb = [4 \ 4 \ 4 \ 4 \ 4], nk = [1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1]$$

Z macierzy *th*, za pomocą funkcji *th2tf*, uzyskuje się współczynniki licznika i mianownika dyskretniej transmitancji modelu. Przejście z modelu dyskretnego na ciągły realizuje się za pomocą funkcji *d2c* [10].

Wybrane współczynniki transmitancji ciągłej dla modelu *P* przedstawiono w tabeli 1.

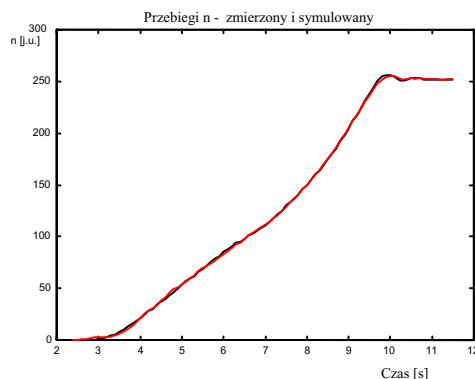
Tabela 1.
Wybrane współczynniki transmitancji ciągłej

B2 - Pw	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4
U0	3254	446	13,85	1,182	0,017
U1	1889	450,3	17,75	0,258	0,011
U2	1919	440,2	6,232	1,077	0,002
U3	1936	203,2	16,36	0,067	0,007
U4	4339	36,93	5,488	0,205	0,028
A - n	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
U0	3773	5925	1121	66,24	1,000
U1	1241	6182	1066	94,07	1,000
U2	445,1	3739	724,0	62,39	1,000
U3	2347	4319	1253	80,87	1,000
U4	3388	5242	872,1	54,15	1,000

Wyznaczone modele dynamiczne mogą być wykorzystane do badań symulacyjnych w celu określenia różnicy między sygnałami wyjściowymi:

- zmierzonym podczas badań eksperymentalnych;
- generowanym przez model.

Na rys. 2 przedstawiono przebiegi sygnału wyjściowego *n* uzyskanego z badań symulacyjnych modelu *P* oraz zarejestrowanego podczas badań eksperymentalnych układu bez uszkodzeń.



Rys. 2. Odpowiedź modelu i układu rzeczywistego bez uszkodzeń (linia ciągła)

Jak widać, uzyskano zgodność wyników badań symulacyjnych z danymi zarejestrowanymi na obiekcie rzeczywistym.

4. MODEL DIAGNOSTYCZNY

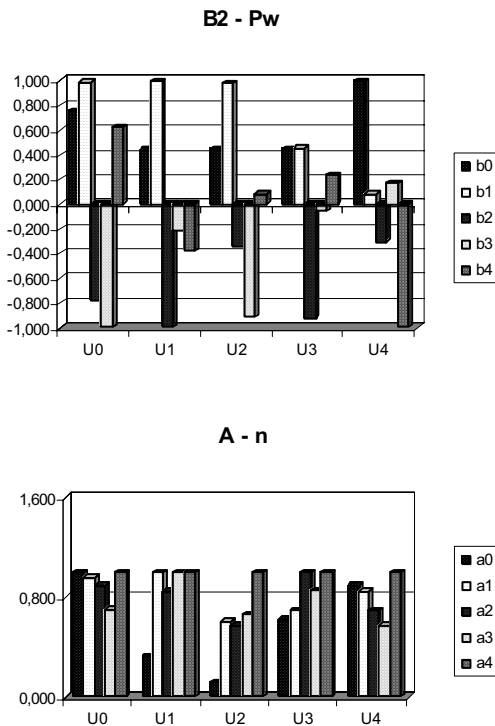
Wyznaczone w procesie identyfikacji współczynniki transmitancji zawierają informację o stanie technicznym badanego obiektu. Mogą zatem stanowić podstawę do opracowania modelu diagnostycznego opisującego relacje między wartościami współczynników a uszkodzeniami.

Ponieważ współczynniki transmitancji przyjmują wartości znacznie różniące się między sobą (a stąd trudne do analizy) celowe staje się przeprowadzenie ich normalizacji według zależności:

$$a_i' = \frac{a_i}{a_{i\max}}; \text{gdzie: } a_{i\max} = \max_{j=1,\dots,N} |a_i(Uj)|;$$

przy czym: N – liczba rozpatrywanych uszkodzeń.

Po dokonaniu normalizacji współczynniki transmitancji przyjmują wartości z przedziału $[-1;1]$. Przykładowy wykres znormalizowanych współczynników przedstawiono na rys.35.



Rys. 3. Wybrane znormalizowane wartości współczynników transmitancji modelu P [3, 9]

Kolejnym krokiem jest określenie zasady całkowitoliczbowego kodowania, polegającego na przypisaniu wartościom współczynników transmitancji z określonego przedziału liczb rzeczywistych, jednej liczby całkowitej ze znakiem.

Na rys. 4 przedstawiono przyjęte zasady kodowania dla modelu układu sterowania przyspieszaniem P.

Zakres zmienności współczynników B modelu P podzielono na cztery jednakowe podzakresy i wyróżnioną wartość 0, natomiast zakres zmienności współczynników A – na dwa podzakresy.

b_i		a_i	
Przedział	Kod	Przedział	Kod
$[-1, -1/2)$	-2	$[0, 0,8]$	0
$[-1/2, 0)$	-1	$(0,8, 1,0]$	1
0	0		
$(0, 1/2]$	1		
$(1/2, 1,0]$	2		

Rys. 4. Zasady kodowania wartości współczynników transmitancji modelu P

Wyniki kodowania wartości współczynników transmitancji przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2

Wartości kodowe współczynników transmitancji

A	a0	a1	a2	a3	a4
U0	1	1	1	0	1
U1	0	1	1	1	1
U2	0	0	0	0	1
U3	0	0	1	1	1
U4	1	1	0	0	1

B2	b0	b1	b2	b3	b4
U0	2	2	-2	-2	2
U1	1	2	-2	-1	-1
U2	1	2	-1	-2	1
U3	1	1	-2	-1	1
U4	2	1	-1	1	-2

5. KLASYFIKACJA USZKODZEŃ

Na podstawie wyznaczonych tabel kodowych można rozróżniać zaistniałe uszkodzenia, a także wnioskować o braku uszkodzeń (czyli o stanie zdatości obiektu). Klasyfikacja uszkodzeń polega na analizie ciągów kodowych odpowiadających stanowi wzorcowemu U0 oraz odpowiednim klasom uszkodzeń Ui. Klasyfikacji dokonuje się przez porównanie parami odpowiednich ciągów kodowych – jeżeli ciągi różnią się co najmniej w jednej pozycji to uszkodzenia są rozróżnialne. W przeciwnym przypadku należy rozważyć zmianę sposobu kodowania – zmianę granic lub zwiększenie ilości przedziałów. Skuteczność klasyfikacji jest tym lepsza, im większa jest ilość pozycji, na których różnią się poszczególne pary ciągów kodowych.

Jak wynika z analizy tabeli 2, dla rozpatrywanego układu, poszczególne stany obiektu (zdatości i uszkodzenia) są rozróżnialne przy zastosowaniu kodu pięciowartościowego. W przypadku konieczności uwzględnienia większej ilości uszkodzeń lub

dla uzyskania większej precyzji klasyfikacji uszkodzeń, może okazać się niezbędne rozszerzenie sposobu kodowania o kolejne wartości kodowe. Należy jednak uwzględnić fakt, że wraz ze wzrostem wartościowości kodowania klasyfikacja staje się trudniejsza i wymaga zastosowania formalnych metod analizy wykorzystujących np. logikę wielowartościową i teorię informacji [1] lub sieci neuronowe.

6. PODSUMOWANIE

Zaproponowana metoda syntezy diagnostycznego modelu układu sterowania obejmuje:

- zastosowanie metod identyfikacji do zbudowania modelu dynamicznego odwzorowującego zachowanie rzeczywistego obiektu,
- analizę wpływu uszkodzeń na parametry modelu obiektu zdadnego oraz niezdatnego (po wprowadzeniu symulowanych uszkodzeń [2]),
- przeprowadzenie wielowartościowego kodowania parametrów modelu – przypisanie liczb całkowitych określonym przedziałom wartości parametrów,
- zbudowanie wielowartościowej tabeli stanów jako formy odwzorowania relacji między stanami obiektu a towarzyszącymi im symptomami w postaci określonych wartości kodowych zbioru parametrów modelu.

Kluczowym zagadnieniem identyfikacji jest weryfikacja modelu. O jakości odwzorowania przez model zachowania rzeczywistego obiektu wnioskować można, porównując wartości błędu średniokwadratowego sygnału wyjściowego dla różnych struktur oraz odpowiadające im wartości szukanych parametrów. Poddanie tych parametrów odpowiednim przekształceniom, umożliwi wnioskowanie o stanie badanego obiektu. Istotne jest, aby procedura postępowania przy tworzeniu modelu była oparta na jednolitym wzorcu.

Uzyskane rezultaty praktyczne [3, 4, 8, 9] wskazują na możliwość opracowania efektywnej metody diagnozowania układów sterowania przez połączenie wiedzy z wielu dziedzin: identyfikacji procesów, logiki wielowartościowej, teorii informacji oraz sztucznych sieci neuronowych.

LITERATURA

- [1] Borowczyk H.: *Quasi-informacyjna metoda wyznaczania programu diagnozowania złożonych obiektów technicznych*. Rozprawa doktorska, WAT, Warszawa 1984.
- [2] Borowczyk H., Kaćki Cz., Koblański A.: „*Technologia identyfikacji uszkodzeń turbinowych silników odrzutowych typu 89 przy pomocy stanowiska diagnostycznego KAPSO-17MK.*”, ITWL, Warszawa 1991.
- [3] Borowczyk H., Sobiech M.: *Koncepcja diagnostycznego modelu układu sterowania przyspieszeniem turbinowego silnika odrzutowego*, Zeszyty Naukowe Politechniki Białostockiej "Budowa i eksploatacja maszyn", Z. 11 – w druku.
- [4] Borowczyk H., Raszkievicz P.: *Koncepcja diagnostycznego modelu układu sterowania dopalaczem turbinowego silnika odrzutowego*. Zeszyty Naukowe Politechniki Białostockiej "Budowa i eksploatacja maszyn", Z. 11 – w druku.
- [5] Lindstedt P.: *Praktyczna diagnostyka maszyn i jej teoretyczne podstawy*. Wyd. ASKON, Warszawa 2002.
- [6] Lindstedt P., Borowczyk H.: *Kompleksowy system diagnostyczny statku powietrznego*; ITWL, Warszawa 1998.
- [7] Manerowski J.: *Identyfikacja modeli dynamiki ruchu sterowanych obiektów latających*. Wyd. ASKON, Warszawa 1999.
- [8] Raszkievicz P.: *Model diagnostyczny układu sterowania dopalaczem turbinowego silnika odrzutowego*, Praca magisterska, Politechnika Białostocka, Białystok 2003.
- [9] Sobiech M.: *Model diagnostyczny układu sterowania przyspieszeniem turbinowego silnika odrzutowego*; Praca magisterska, Politechnika Białostocka, Białystok 2003.
- [10] System Identification Toolbox, User's guide, The MathWorks.



Dr inż. Henryk BOROWCZYK, pracownik naukowo-badawczy Instytutu Technicznego Wojsk Lotniczych w Warszawie i naukowo-dydaktyczny Politechniki Białostockiej. W latach 1996-2001 kierownik Zakładu Diagnostyki Techniki Lotniczej ITWL.

Działalność naukowo-badawcza: kompleksowa diagnostyka lotniczych silników turbinowych z wykorzystaniem teorii informacji, metod identyfikacji matematycznych modeli układów dynamicznych, metod sztucznej inteligencji.

CONDITION ASSESSMENT OF THE LOW SPEED HYDROTURBINE

A. BUBULIS, V. JURENAS

Kaunas University of Technology, Kęstućio 27, Kaunas, LT-3004, Lithuania, E-mail: alubub@mf.ktu.lt
Kaunas University of Technology, Kęstućio 27, Kaunas, LT-3004, Lithuania, E-mail: vytjur@mf.ktu.lt

1. INTRODUCTION

Vibration is claimed to be the most important indicator of the mechanical integrity of rotating machinery. Overall vibration levels when trended give immediate indication of the change in the machine condition. The overall vibration levels, however, are only a numeric value and do not allow identification of any specific underlying fault types. Vibration waveform and spectral information allows the identification of any offending frequency components thus enabling the analyst to determine the fault and severity [1-5].

In this paper the vibration activity of hydroturbine is estimated by periodical monitoring and analysing of peak-to-peak displacements of rotor, their 1X, 2X, . . . nX harmonics and vibration waveforms were carried out by inductive transducers and diagnostic computer system, which allows fixing the process in real time scale.

The assessment of mechanical or operational condition of the low speed motors begins from the vibration measurement and evaluation of technical state of the main junctions – bearings, couplings, shafts and rotors. The best way to get this information is by using non-contacting displacement transducers. Non-contacting transducers supply information of two sorts – peak-to-peak displacement of hydroturbine shaft and medium position hydroturbine shaft in comparison with the bearing. Double amplitude of the shaft in radial direction give on information about the behaviour of hydroturbine shaft and could be used to find out the unbalance, displacement or friction.

2. The Results of Experimental Investigations

Prior to a major overhaul session the acceptance tests were performed on a low speed hydroturbine (Fig.1). The goal of the tests was to give insight in the journal bearing condition to prevent unplanned downtime. Rotor operational speed is 150 RPM. The time domain (waveform) and spectral vibration data was overall, collected from all the data based points.

Two cases in working (operational) and start-stop regimes of the hydroturbine, the dynamics of vibration is investigated by using the condition monitoring and diagnostic system which includes inductive displacement pick-ups (type XSPH08362, Telemecanique, France), accelerometers (type 793, Wilcoxon Research Inc., USA) and computer based waveform and spectrum analyser [6].

The supervision of the hydroturbine demands economic and plain methods which can be used by person without any special education. It is very important to find dangerous points and take attention in time. The analysis of damage and maintenance could be investigated later.

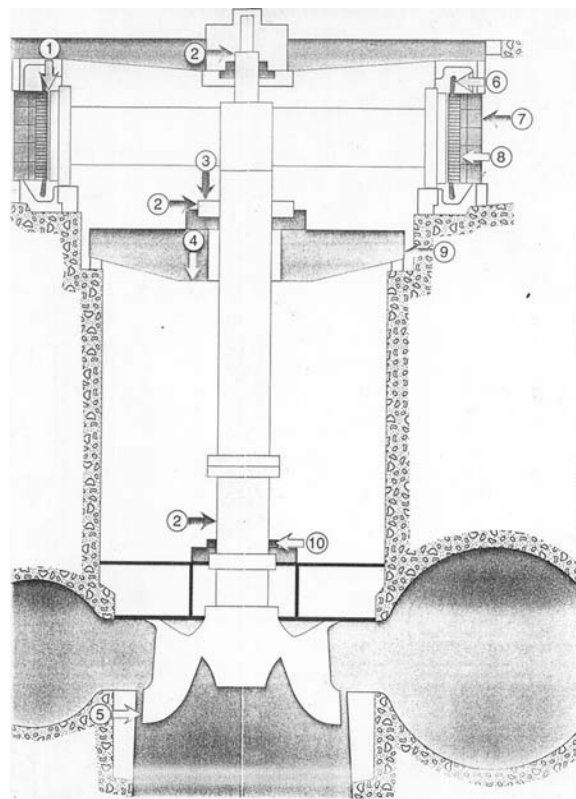


Fig.1 The scheme of hydroturbine and the gauge of vibration location: 1 – air gap fluctuation between the rotor and stator; 2 – rotor shaft radial vibrations; 3 – rotor shaft axial vibrations; 4 – tilting pade baseplate axial vibrations; 5 – water flow pulsation; 6 – stator windings vibrations; 7 – stator housing vibrations; 8 – stator lamination vibrations; 9 – tilting pade baseplate radial vibrations; 10 – radial vibrations of turbine bearing housing

Practically vibrations are measured in three directions in every point: horizontal (H) horizontal (H+90°), axial (A). Horizontal vibrations (H), (H+90°) determine the imperfection of construction, bearing's recourse and balance state. Axial vibrations

determine the technical condition of bearing and squaring.

This arrangement establishes the vibrations of separate parts of hydroturbine.

The main lack of VIMOS (vibrating monitoring system) system is that all measurements are calculated as arithmetical mean per minute. But all the domain processes are going less than minute therefore it is impossible to acquire all vibration data in start – stop regimes.

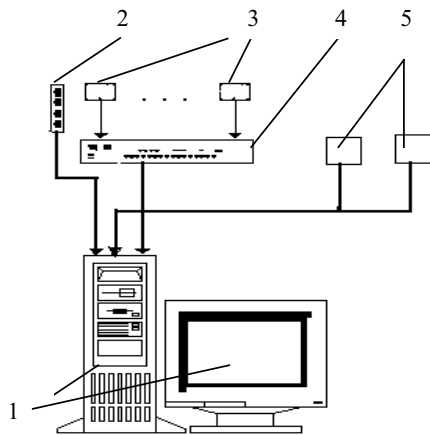


Fig.2 Configuration of PC based monitoring system of hydroturbine: 1 – PC; 2 – tachometer; 3 – proximity probes and accelerometers; 4 – controller; 5 – technical probes (temperature, power, pressure).

The development of measurement means and computer engineering makes it possible to improve VIMOS system. An improved vibromonitoring system is not limited to vibration measuring; it is also capable of monitoring temperatures, pressures, technical data levels, etc.

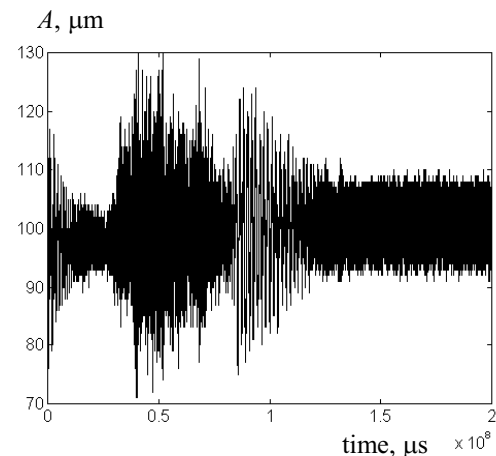
The functional specifications of the system include:

- the number of input channels – 16;
- frequency range – 0-300 Hz with 16 channels or 0-100 kHz with 2 channels;
- variable resolution, up to 64000 lines;
- time domain data and FFT of vibration in real time up to 16 channels;
- real time zoom;
- orbit calculation for the use with non-contacting displacement transducers (requires two transducers mounted in x and y direction) with animated orbit display;
- a wide variety of display functions such as x – y display, a 2 – dimensional array display, a 3 – dimensional array display.

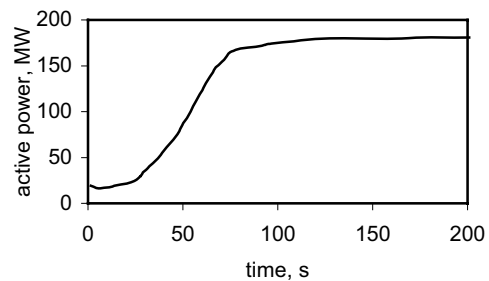
Configuration of PC based monitoring system of hydroturbine is shown in fig.2. The transducers (proximity probes, accelerometers and technical data probes) via controller is connected to PC. All signals are processed by a controller unit with specific

software, that traces different curves for results analysis and interpretation. The system is allowing easy configuration of monitored parameters, alarm levels and periodic measurements. The system also allows display of parameters such as vibration, generator active power, wicket gate opening position, etc in real time scale. It is very important for the investigation of hydroturbine during the transition period where the vibration frequency changes very rapidly (fig.3 and fig.4).

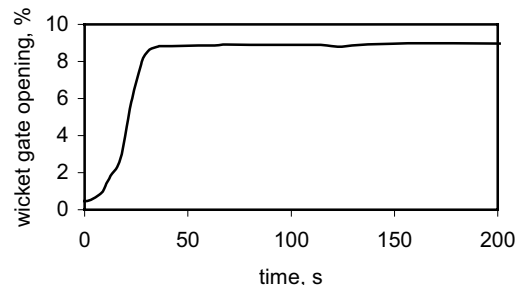
During transition period of hydroturbine the vibration forces have wide amplitude range, therefore in some units amplitude resonance occurs.



a)



b)



c)

Fig.3 Radial vibration of the shaft and operational technical characteristics of the hydroturbine during setting in motion regime: a – radial vibration of the shaft; b – generator active power; c – wicket gate opening.

Fig.3 and fig.4 shows shaft vibrations during transition period. The amplitude vibrations in this period changes 4-5 times, which give on opportunity to reveal technical defects of the hydroturbine.

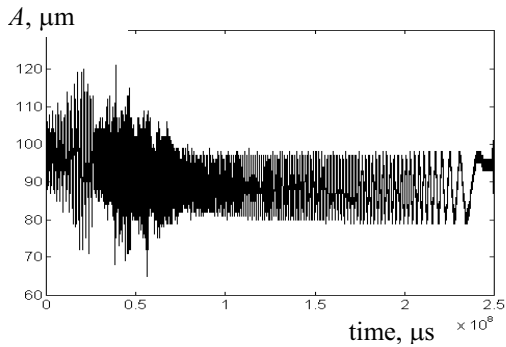
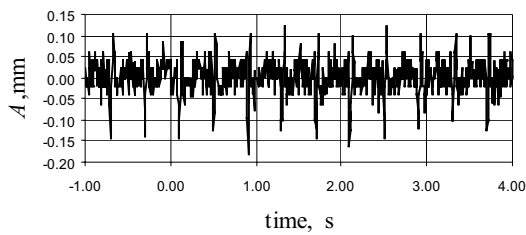


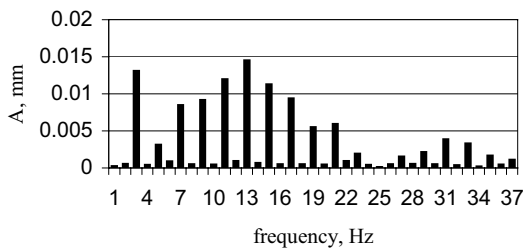
Fig.4. Radial vibration of the shaft during braking period.

From vibration characteristics (Fig.4) in radial direction in braking period of the hydroturbine two defects can be determined. They are: the first – amplitude resonance in the middle breaking period and the second – vibration of the eccentric shaft [7].

The same character of vibration can be seen during setting the hydroturbine in motion (starting) (Fig.3).



a)

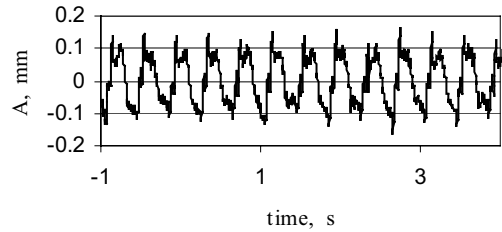


b)

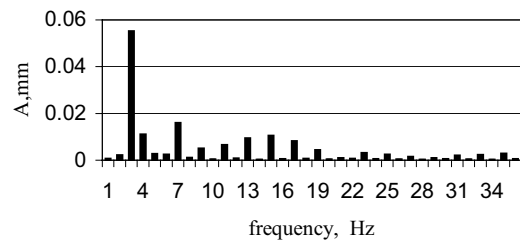
Fig.5 Waveform (a) and spectral axial vibration data (b) before bearing renewal

Examination of vibrations operational regime spectrum indicated the frequency components that would be attributable to journal bearing damage with the highest overall reading recorded at the generator upper bearing in the radial direction (Fig.6). The spectrum and waveform indicating the most informative signature was, recorded in the axial

direction (Fig.5). Evident on this signature is a peak at 13 Hz, along with the running speed sidebands .

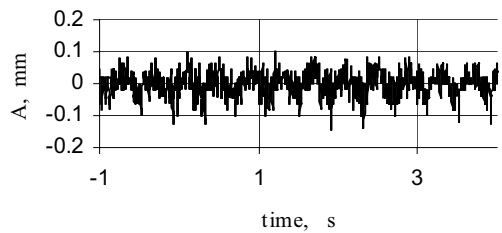


a)

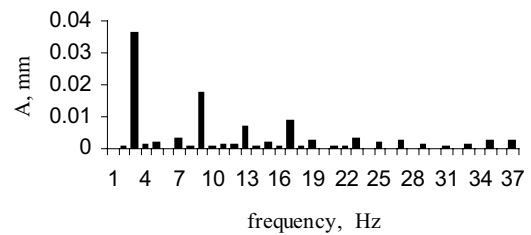


b)

Fig.6 Waveform (a) and spectral radial vibration data (b) before bearing renewal



a)



b)

Fig.7. Waveform (a) and spectral axial vibration data (b) after bearing renewal

The axial and radial vibration spectrum on Fig 7 and Fig.8 was taken from the same test points on the hydroturbine after bearing renewal. In many applications the time domain waveform is an important information source for the detection and analysis of bearing failures.

Waveform parameters, such as Peak/peak value and Crest factor can easily be trended for automatic fault detection.

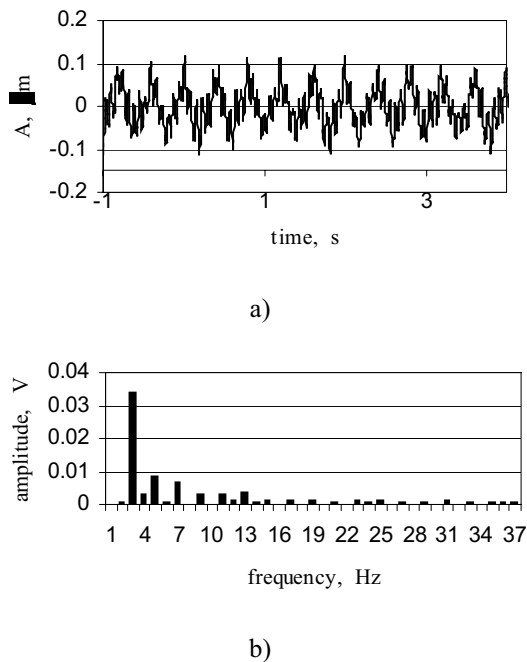


Fig.8. Waveform (a) and spectral radial vibration data (b) after bearing renewal

3. CONCLUSIONS

1. The results of dynamics of high power low speed hydroturbine in stationary motion and start-stop regimes are presented.
2. The PC based vibration monitoring systems could be enhanced with additional operational parameters, such as generator active power, wicket gate position, temperature, etc.
3. The analysis of vibrations in transition and operational regimes allow predicting mechanical failures of hydroturbine.
4. Vibration and failure problems of the hydroturbine were solved with vibration spectrum and time domain data analysis of the rotor vibration. The level of noise base and the relative amplitude between the peaks of defect frequency and the mean noise base indicates the severity.
5. The indication of sidebands around the harmonics of the bearing defect frequency is the evidence of severe defects in the bearing. In analysing the spectrum the absolute amplitude level has no meaning.

References

1. Mitchell, John S. *Introduction to Machinery Analysis and Monitoring*. –Tusla: Penn Well Books, 1993. - 230p.

2. Jonušas R., Jurkauskas A., Volkovas V.. *Rotorinių sistemų dinamika ir diagnostika*. – Kaunas: Technologija, 2001. - 295p.
3. Barkov Alexej V., *The Capabilities of the New Generation of Monitoring and Diagnostic Systems*, published in the magazine "Metallurg" ("Metallurgist"). 1998. No 11. p. 18-26.
4. Duncan L. Carter, *A New Method For Processing Rolling Element Bearing Signals*, presented at the 20th Annual Meeting of the Vibration Institute, June, 1996, published in proceedings. p. 65-79.
5. Barkov A. V. and Barkova N. A., *Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings, Sound and Vibration, June-Part 1 and September - Part 2*, 1995. p. 11-19.
6. Bubulis A., Jūrėnas V., Vysniauskiene Z.. *Investigation of Dynamic Behaviour Hydroturbine During Transition Period*. *Journal of Vibroengineering*. - Vilnius: 2000. No 4. p.71-72.
7. Bubulis A., Jūrėnas V., Vyšniauskienė Ž.. *Modernization of the System for Hydroturbine Vibration Monitoring*. *Journal of Vibroengineering*, - Vilnius: 2001 No2(7), p.84-86.

MULTI SYMPTOM CONDITION MONITORING OF A CRITICAL MECHANICAL SYSTEMS AS A FIRST APPROACH TO DESIGN CONDITION INFERENCE AGENT (CIA)

Czesław CEMPEL,

Poznań University of Technology, Institute of Applied Mechanics
Piotrowo 3 Street, 60-965 Poznań, Poland
Tel. +48 61 665 23 28, Fax: +48 61 665 23 07
E-mail: Czeslaw.Cempel@put.poznan.pl

Summary

The paper presents the introductory results in application to multi fault condition monitoring of mechanical systems in operation, in particular internal combustion engines. This generalization to multi dimensionality and multi fault condition monitoring is possible by utilizing transformed symptom observation matrix, and by successive application of singular value decomposition (SVD) and based on it principal component analysis (PCA). On this basis one can make full extraction of fault related information taken from symptom observation matrix, which can be created by traditional monitoring technology. Moreover, by SVD/PCA we can create some independent fault measures and indices, and of overall system condition. In another words, full utilization of SVD/PCA enable us to pass from multi dimensional - non orthogonal **symptom space**, to orthogonal generalized **fault space**, of much reduced dimension. This seems to be important, as it can increase the scope and the reliability of condition monitoring of critical system in operation. It enables also to maximize the amount of condition related information, and to redesign the traditional condition monitoring system. At the end of the paper some introductory consideration are presented leading to a design of **Condition Inference Agent (CIA)**, which will enable to infer in real time on condition of critical objects in operation.

Keywords: machine condition monitoring, vibration, faults, singular values, condition inference agent

1. SINGLE AND MULTI SYMPTOM MONITORING

Systems of mechanical and civil engineering are becoming more complex in design, function, and maintenance. Often they are mechatronic in nature, and their mechanical part is usually less reliable, creating comparatively greatest risk in system operation. This is particular important when operation of system is critical in terms of human life, economy, or both. As examples of such critical systems one may take a bridge, the oil platform, or its part for civil engineering, a turboset for power generation, or huge fan supplying air for the deep mining, in the case of mechanical engineering.

One of the method of risk minimization for such critical systems is permanent installation of condition monitoring (CM) subsystem. This is in order to monitor the integrity and other operational characteristics of mechanical part (structure) of the complex system. Mechanical structures and machines in operation are vibrating, sometimes in a high amplitude and with wide spectrum. This vibration process is a good carrier of many structural and **condition** related information. Hence we are measuring vibration signals, and transforming them

by filtering and some time averaging operation, to obtain a set of **symptoms** of condition¹. Symptoms are evolving (usually growing) during the system life θ , giving some mapping of operational condition of a monitored system.

The condition of a system itself is usually expressed in terms of some measure of evolution of some few separate faults – $F_i(\theta)$, $i=1,2,..u$, or as some measure of overall operational condition. As it is known, the fault related information are contained in some symptoms of condition, like for example the vibration amplitude of machine casing. Having some historical records of observed symptom values and related condition, we can create condition inference rules concerning reliability and risk issues of our system. As end result we are able to elaborate “**go / repair**” maintenance decision set, usually separate for each symptom, controlling in this way the operation of a given critical system, and lowering the risk of operation. Such is the idea standing behind the condition monitoring of a critical systems; from **signals** to **symptoms** and to

¹ Symptoms are measurable quantities covariable with system condition.

system **condition** assessment, usually on the basis of: one symptom - one condition measure.

But the measuring technology of today enable to measure many life dependent operational and residual processes as symptoms. Hence we can have many condition related quantities, and a good possibility of creation of **symptom observation matrix** (SOM), when observing our system in a discrete moments of life θ . We can also include to our consideration some assessment of system logistic vector, proportional to the life time θ in a first approach. Such is the problem of this paper, to advance and apply the multi dimensionality of system condition observation, as it was initially proposed in already published papers [1], [2], [5]. Having **SOM** matrix measured we can apply **SVD** and **PCA** based algorithms to extract independent multi fault $F_t(\theta)$ related information. Next when we connect obtained in this way generalized fault symptoms with some techniques of symptom limit value calculation [9], to infer on system operational condition. In this way we may start to think on the design of condition inference agent (**CIA**), for critical mechanical systems.

The paper is illustrated also by some examples of symptoms taken from real machine condition monitoring practice, rail road Diesel engines in particular.

2. MULTIDIMENSIONAL OBSERVATION OF SYSTEMS IN OPERATION

Let us take into consideration machine in operation. During its life $0 < \theta < \theta_b$ (–anticipated breakdown time), several independent faults are growing; $F_t(\theta)$, $t = 1, 2, \dots, u$. We would like to identify and assess these faults by forming and measuring the symptom observation vector; $[S_m] = [S_1, \dots, S_r]$, which may have components different physically, like vibration, temperature, machine load, etc. In order to track machine condition evolution (faults), we are making equidistant reading of above symptom vector in the life time moments; θ_n , $n = 1, \dots, p$, $\theta_p \leq \theta_b$, forming in this way the rows of symptom observation matrix (SOM). From the previous papers [1], [5] we know that the best way of pre processing of SOM is to center it (remove), and normalize (divide) to symptom initial value; $S_m(\mathbf{0}) = S_{0m}$, of a given symptom (column of SOM). This gives us dimensionless symptom observation matrix in the form

$$O_{pr} = [S_{nm}] \quad S_{nm} = \frac{S_{nm}}{S_{0m}} - 1 \quad (1)$$

where bold letters indicate primary dimensional symptoms, as taken directly from measurements.

As it was already said in the introduction, we apply now Singular Value Decomposition (**SVD**) [2], [3], [7], to the dimensionless SOM (1), in the form

$$O_{pr} = U_{pp} * \Sigma_{pr} * V_{rr}^T \quad (2)$$

where U_{pp} is p dimensional orthogonal matrix of left hand side singular vectors, V_{rr} is r dimensional orthogonal matrix of right hand side singular vectors, T - transposition and the diagonal matrix of singular values Σ_{pr} is as below

$$\begin{aligned} \Sigma_{pr} &= \text{diag}(\sigma_1, \dots, \sigma_L), \\ \sigma_1 &> \sigma_2 > \dots > \sigma_u > 0 \\ \sigma_{u+1} &= \dots = \sigma_L = 0, \\ L &= \max(p, r), \quad u = \min(p, r) \end{aligned} \quad (3)$$

It means that from the r measured symptoms we can extract only $u \leq r$ independent sources of diagnostic information describing evolving generalized faults F_t (see Fig. 1). As it is seen from Fig. 1 upper left, only a few developing faults are making essential contribution to total fault information, the rest of the generalized faults are on the level of noise. Such SVD decomposition can be made currently after each new observation of the symptom vector; $n = 1, \dots, p$, and in this way we can trace the faults evolution in a system (see Fig. 5). From the current research of this idea [1], [2], [3], we can say that the most fault oriented indices obtained from **SVD** is the first pair SD_t , σ_t , and the sum of them. The first indices SD_t can be named as discriminate of the fault t , one can get it as the SOM product and singular vector v_t , as below

$$SD_t = O_{pr} * v_t = \sigma_t u_t, \quad (4)$$

We know that all singular vectors v_t are normalized to one, so the energy norm of new discriminant is simply

$$\text{Norm}(SD_t) \equiv \|SD_t\| = \sigma_t, \quad t = 1, \dots, u \quad (5)$$

In this way, for the given life time value θ the damage advancement of the fault $F_t(\theta)$ can be described by $\sigma_t(\theta)$, and its momentary evolution by the discriminant $SD_t(\theta)$. Hence we can present the following working hypothesis $SD_t(\theta) \sim F_t(\theta)$, with the energy norm

$$\|F_t(\theta)\| \sim \|SD_t(\theta)\| = \sigma_t(\theta) \quad (6)$$

The above discriminant $SD_t(\theta)$ can be also named as fault profile, and in turn $\sigma_t(\theta)$ as its advancement. The similar inference can be postulated to the meaning, and the evolution, of summation quantities, what can mean the total damage profile $SD(\theta)$, and total damage advancement $DS(\theta)$,

$$\begin{aligned} SD(\theta) &= \sum_{i=1}^z SD_i(\theta) = \sum_{i=1}^z \sigma_i(\theta) u_i(\theta) = P(\theta) \\ DS(\theta) &= \sum_{i=1}^z \sigma_i(\theta) = \sum_{i=1}^z F(\theta)_i = F(\theta) \end{aligned} \quad (7)$$

It seems to, that the condition inference based on this summation measures $SD = \sum SD_i$ may stand for the first approach to multidimensional condition inference by condition inference agent (CIA) described latter.

3. EXAMPLES OF MULTI DIMENSIONAL DIAGNOSTIC OBSERVATION

In order to illustrate the diagnostic inference power of multi fault approaches, by **SVD**, some computational programs were prepared named **diaginfo.m**, based on SVD algorithm and **pcainfo.m** based on principal component analysis (PCA). Both were written in the MATLAB® computational system. By means of such software several real diagnostic cases were studied and reported below partially.

Let us take into consideration vibration condition monitoring of 12 cylinder railroad Diesel engines, where in some chosen point a dozen vibration symptoms (3 acceleration amplitudes, 3 velocity, 3 displacement, 3 Rice frequency) were measured, each ten thousand kilometer of mileage, from zero up to 250.000 km. So our SOM has altogether 12 columns and 25 rows. Also we can append life proportional column to the calculation, as the first approximation of logistic vector and wear. The results of such new vibration condition monitoring, applied to the engine **sil54d2** are presented in Figure 1. As it is seen from the top left picture, the 12 measured symptoms create dense brushwood, and nothing can be said from this picture. But after SVD/PCA computation, picture top right, one can say, that at least two independent generalized faults can be recognized. And the same one can say considering SD_i, σ_i indices of the lower picture of Fig. 1.

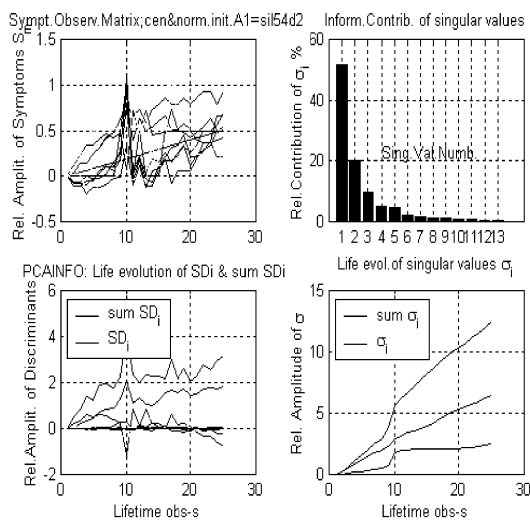


Fig. 1. The information contents of symptom observation matrix for a diesel engine **sil54d2**, and independent fault indices SD_i, σ_i as discovered by SVD/PCA.

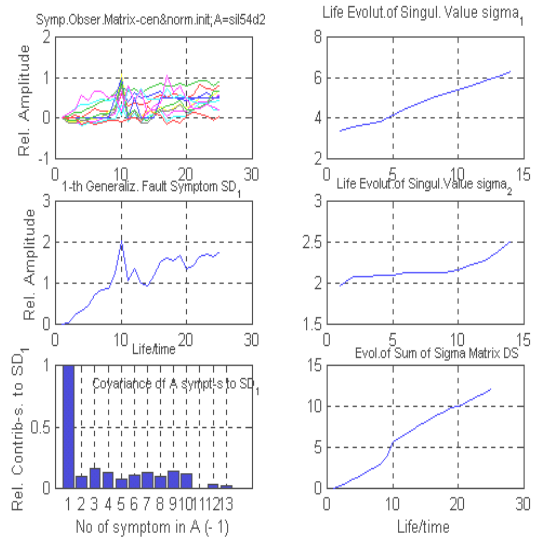


Fig.2. Contribution of primary measured symptom (bottom left) to the first fault discriminants; SD_i, σ_i .

As it is seen from that, the first generalized fault SD_1 increases almost monotonic, while the second SD_2 is unstable, even in a higher engine mileage above 200.000 km. Looking for the total damage indices, denoted on the lower pictures as; **sumSD_i** and **sumσ_i**, one can say, they are similar to the first generalized fault discriminant SD_1 and σ_1 , and seems to be more stable. Hence, there is great redundancy in our observation vector, and we are interested to diminish it. The next Fig. 2 answers partially this question, when looking to the bottom left pictures, giving the contribution of each measured symptom to the first generalized fault SD_1 . We can see there, that three last symptoms (10 – 12, the Rice frequency) give low information contribution, and these symptoms can be omitted without substantial loss of monitoring quality.

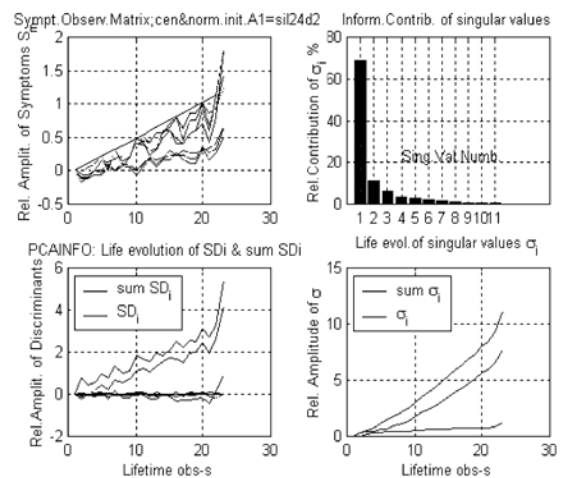


Fig. 3. Information contents and discriminants evolution for **sil24d2** diesel engine.

Next figure 3 present the result of application of this algorithms to another engine called **sil24d2**. As we

can see from the figure and the picture top right, more than 60% of information contents concerns the generalized fault no 1, so SD_1 and σ_1 . The next generalized fault SD_2 , σ_2 carries only 12 % of information contents. Looking at the bottom pictures in Fig. 3, one can say, that only the first generalized fault SD_1 , σ_1 gives the steady increase of both fault indices.

4. MULTI FAULT CONDITION INFERENCE

It seems to the author, that figures 1, 2 and 3 confirm fully the usability of singular value decomposition and principal component analysis, to extract multi fault information from symptom observation matrix. It is possible to create this during normal (routine) condition monitoring practice, and not only with vibration symptoms but some components of logistic vector too. We can also assess the information contribution of each primary symptom to any fault discriminants under our concern, and in this way to modify and diminish redundancy of symptom observation vector.

So, the proposed method of analysis of symptom observation matrix (**SOM**) enable to optimize its information contents, and to reject or include some primary symptoms of condition. When transformed symptom readings are load sensitive, with the use of SVD/PCA we can obtain stable fault related indices with much higher range of life evolution, when compared to primary measured symptoms.

As was shown we can use for maintenance related inference, the first generalized fault, and some generalized fault indices as the measure of wear advancement. For the examples shown in the paper, (and it seems to be the general case also), good indices of overall condition seem to be the diagonal sum of singular values $DS(\theta)$, as the energy fault measure, and the sum of singular vectors $P(\theta) = \sum SD_i$, as the fault profile measure.

In the view of theory and examples shown above we can present some life interpretation of Singular Value Decomposition (**SVD**). It seems to be valid for every generalized fault $F_t(\theta)$, $t = 1, \dots$, as well as for total generalized fault profile $P(\theta)$, and the total generalized fault energy $DS(\theta)$.

This altogether means, that multi dimensional condition monitoring can give us real progress in on line assessment of condition of critical systems in operation. We can distinguish by this new method the momentary generalized fault profile $SD(\theta)$, as well as the generalized fault energy or its advancement $DS(\theta)$. The next additional step we need here in multi fault condition monitoring is to give limit values of chosen indices, measures, and generalized fault symptoms. And we can calculate this limit value by any method given in [3], [4], or by the latest proposal [9] based on symptom reliability, symptom hazard and Neyman - Pearson rule.

5 SVD/PCA IN DAMAGE EVOLUTION PROCESS TRACKING, FORE-CASTING AND LEARNING

One of the current aims of condition monitoring for critical systems in operation, vibration **CM** in particular, is to learn how to elaborate the software entity called condition inference agent (CIA) or simply **diagnostic agent**². By definition (with supervision or by learning) it must be able to;

1. chose the set of condition related symptoms from the primary group of measured symptoms,
2. extract condition related information from the set of monitored symptoms,
3. to form generalized fault symptoms as the image of evolving faults in a system
4. to assess currently the limit values for each generalized fault
5. to make condition forecasting on the basis of acquired object related specific knowledge, some general knowledge, and to communicate it.

In the view of presented results of **SVD/PCA** application here, it seems to be possible to perform the first three tasks. The last two can be done by the use of additional knowledge flowing from theory of damage evolution, model of energy processor developed earlier [3], [4],[6], [9], mostly by present author, together with the associated software **cem8.m** and **dem8.m**, for condition assessment and forecasting. Just to see in what stage of design of CIA we are, the output result of just shown here program **pcainfo.m** was put into **dem8.m** [4p79], [9], for diagnostic assessment of overall condition measure SumSD_i (Fig. 4a), and generalized symptom SD_1 (Fig. 4b), of a first generalized fault.

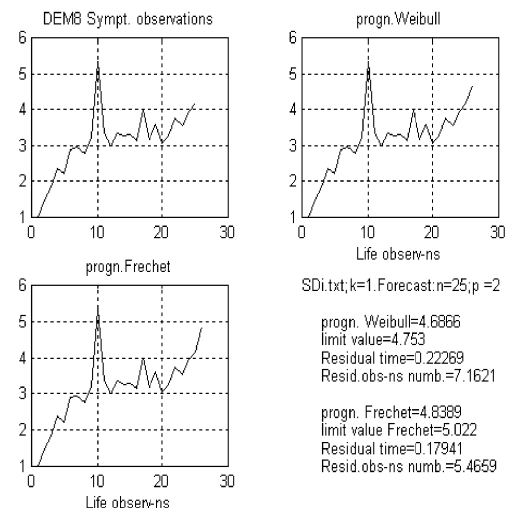


Fig. 4a. The results of condition inference program **dem8.m** applied to the generalized fault symptoms SumSD_i ($k=1$), and SD_1 ($k=2$), for the **sil54d2** diesel engine.

² Complex autonomous software entity, communicative and perceptive, with different level of competence [8].

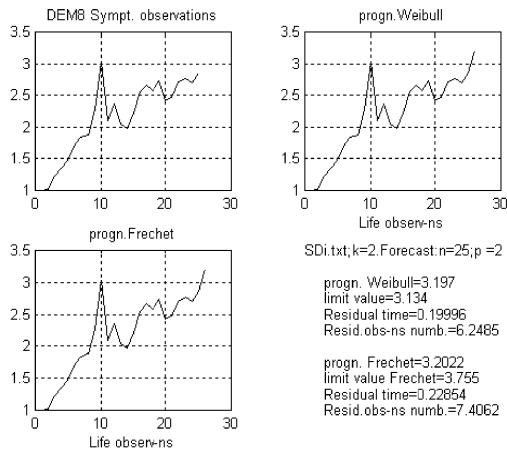


Fig. 4b. The results of condition inference program **dem8.m** applied to the generalized fault symptoms SumSDi (k=1), and SD1 (k=2), for the **sil54d2** diesel engine.

As it is seen from the both pictures, the maximal determination coefficient (R^2) of the distribution of symptom values in each case belongs to the Weibull symptom distribution, not to the Frechet, Pareto, and the like. In each case also for $k=1=\text{sumSDi}$, $k=2=\text{SD1}$ and life point $n=25$, forecasting step $p=2$, Weibull symptom prognosis, is over passing the symptom forecasted value.

We should remind here, that these **CIA** tasks (1-5) must be made during the wear and fault evolution in an operating critical system, what is not an easy task. In order to look even partially for this problem, let us look on the fig. 5 presenting the evolution of fault discriminant SD1, when the number of symptom observations is ascending from a few at the start of engine, up to the final number 25, for the case of already known **sil54d2** engine.

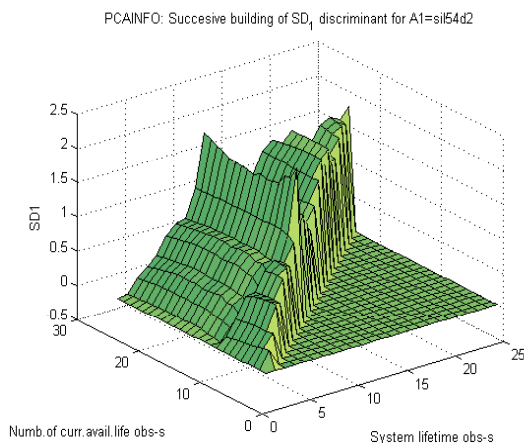


Fig.5. The evolution of fault discriminant SD1 during the life operation of some diesel engine.

One can see from the Fig. 5 the shape of SD1 discriminant is stabilizing steadily, when number of available information number increases (left scale). And after about 10 available observations, what means less as $\frac{1}{2}$ life of the engine. One can say, that

SD1 discriminant is really describing some evolving fault. Of course it depends on the case under consideration, and relative contribution of fault No1 in an information share in symptom observation matrix. This is seen clearly on Fig.1 picture upper right, for this case. Also, when generalized fault No1 is prevailing like for the engine **sil24d2** (fig.2, upper right), the SD1 discriminant is stabilizing quickly, after a few available observations. So basing on the current result of processing, we can say, which discriminant is representing the real fault in an operating critical system. And more importantly, when to start to determine the limit values of the generalized fault and discriminant SD1. We should think for each case, if to use only fault discriminant SD1, or overall fault measure as a sum of SDi, (upper curve on the picture lower left of Fig. 1 and Fig. 3). It seems to be more safely to start first time from the sum SDi, and in the next system run from a specific discriminant SD1.

Just to show what may be the line on reasoning and inference in a future diagnostic agent, intelligently monitoring some critical system in operation, one can study Fig. 6, where the general idea of critical system diagnostic observation, and information flow in a future diagnostic agent is shown. We can see also, that there is a place and need to take into consideration some other information concerning the system operation like; load **L**, current system life θ , and also some previous records on system history contained in the maintenance data base.

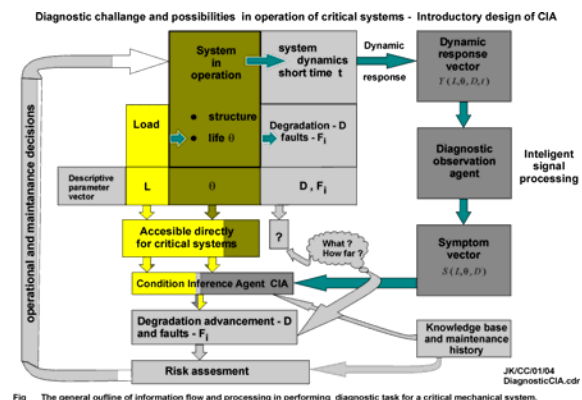


Fig.6. The information flow and processing in an operating system and intelligent condition monitoring subsystem.

6. CONCLUSIONS

The paper starts with some summary of research concerning application of singular value decomposition to the problem of extraction of multifault information from symptom observation matrix **SOM**. It was shown, that basing on **SVD/PCA** we can describe the condition evolution in terms of some independent fault discriminants. And one must interpret these new indices in term of machine damage and operational data. The whole idea is illustrated by the data taken from the real diagnostic

experiment on some Diesel engines. Having generalized symptoms determined for each case we can calculate symptom limit values, by already known methods and programs in order to infer on systems condition. On this basis some new idea how to design condition inference agent (**CIA**) was presented for further consideration .

Acknowledgment Author acknowledges the financial support of this research, made possible in part by; KBN grant, as well as the support of the Faculty of Mechanical Engineering and Management of Poznań University of Technology.

REFERENCES

- [1] Cempel C., Innovative Developments in Systems Condition Monitoring, Keynote Lecture for DAMAS '99, Damage Assessment of Structure Conference, Dublin, June 1999.
- [2] Natke H. G., Cempel C., Symptom observation matrix for monitoring and diagnosis, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.248, No 4, 2001, pp 597 - 620.
- [3] Cempel C., 1991, *Vibroacoustical Condition Monitoring*, Ellis Horwood Ltd., Chichester - New York, p 201.
- [4] Natke H. G., Cempel C., 1997, **Model - Aided Diagnosis of Mechanical Systems**, Springer Verlag, p 300.
- [5] Cempel C., 2003, Multi Dimensional Condition Monitoring of Mechanical System in Operation, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2003, Vol. 17, No 6, pp 1291 –1303.
- [6] Cempel C., 1990, Limit Value in Practice of Vibration Diagnosis, **Mechanical Systems and Signal Processing**, Vol 4, No 6, 1990, pp 483 – 493.
- [7] Kielbasiński A., Schwetlick H., 1992, *Linear Numerical Algebra*, WNT, Warsaw, chapt., 1, (in Polish), p 502.
- [8] Agent Builder, Build it smarter, Internet; <http://n...com/Documentation/whyAgent.html>
- [9] Cempel C., Natke H. G., Yao J.P.T., Symptom Reliability and Hazard for System Condition Monitoring, **Mechanical Systems and Signal Processing**, 2000, Vol. 14, No 3, pp 495 – 505.



Czesław CEMPEL, Poznań University of Technology, Applied Mechanics Institute, ul Piotrowo 3, PL-60-965 Poznań, Poland, fax; +48.61.6652307, email; czeslaw.cempel@put.poznan.pl, web; <http://neur.am.put.poznan.pl> .

Full professor of mechanics, vibroacoustics and machinery diagnostics. Cofounder of vibroacoustics and diagnostics in Poland, member of the Polish Academy of Sciences, and Engineering Academy in Poland, elected member of State Research Committee in Poland (KBN) since 1991.

RÓWNOMIERNOŚĆ RUCHU TŁOKA SIŁOWNIKA HYDRAULICZNEGO

Mariusz CHALAMOŃSKI

Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy
Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów
e-mail: chalamon@mail.atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono wyniki badań nierównomierności ruchu siłownika hydraulicznego przy uwzględnieniu wpływu zużycia tłoczyska siłownika, wielkości obciążenia oraz niewspółosiowości oddziaływania obciążenia zewnętrznego.

Słowa kluczowe: siłownik hydrauliczny, nierównomierność, ruch, obciążenie

IRREGULARITY OF MOVE PISTON OF HYDRAULIC CYLINDER.

Summary

The results of laboratory reaserch irregularity of move piston of hydraulic cylinder, take into consideration wear of piston rod, external loading and misalignment external loading.

Keywords: hydraulic cylinder, irregularity of move, external loading, misalignment

1. WSTĘP

Siłowniki hydrauliczne o posuwisto-zwrotnym ruchu tłoka stosowane są jako elementy wykonawcze w samobieżnych maszynach roboczych, wtryskarkach, robotach, w układach hydraulicznych samolotów i wielu innych złożonych systemach technicznych z napędem i sterowaniem hydraulicznym.

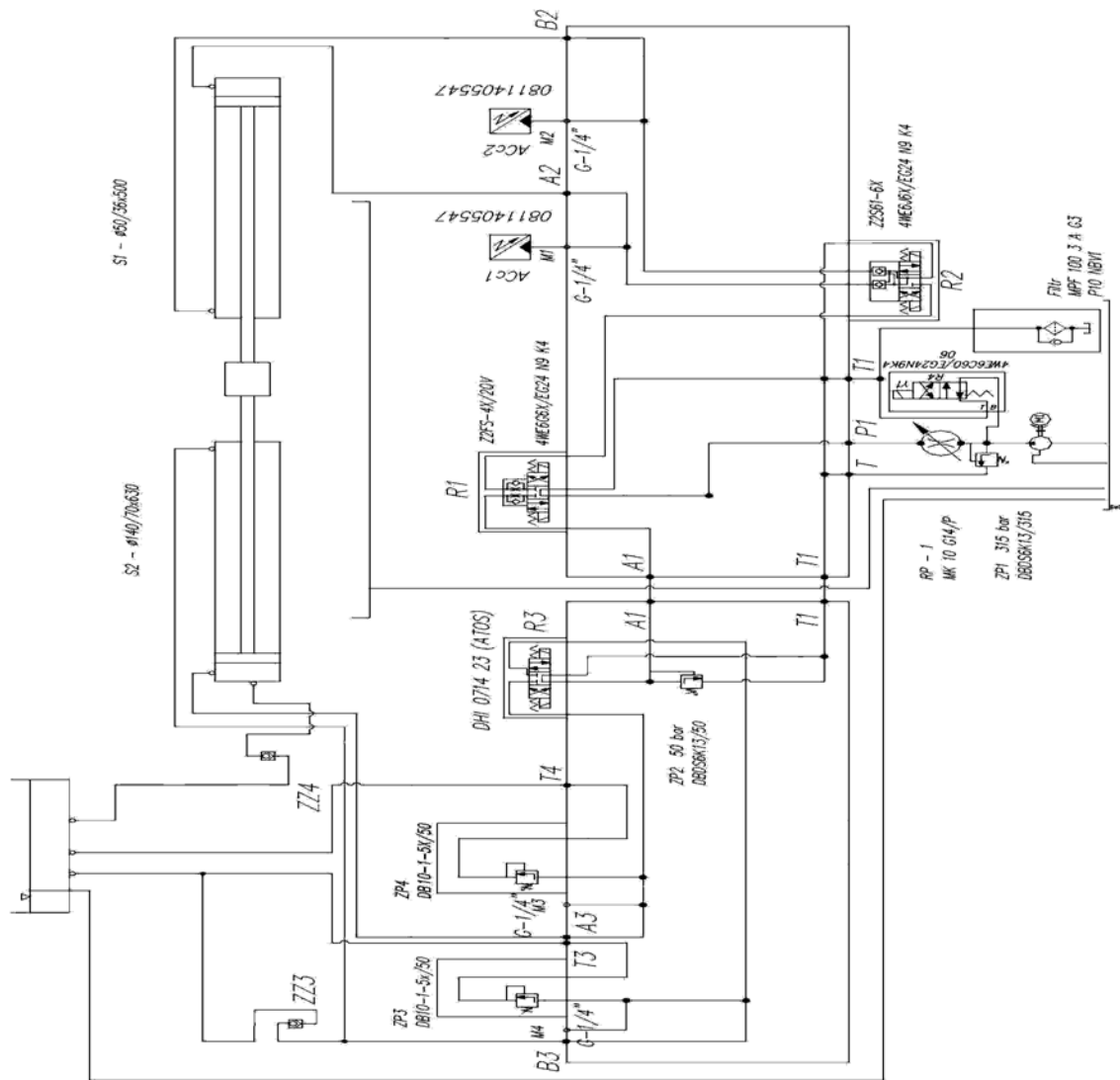
Z uwagi na charakter i specyfikę elementów wykonawczych wymagana jest przede wszystkim równomierność ruchów roboczych. Wymóg ten związany jest z precyzją pozycjonowania tłoczyska siłownika np. w robotach i podajnikach, z równomiernością siły dociskającej np. w wtryskarkach i prasach hydraulicznych oraz z bezpieczeństwem – hydraulika samolotowa. Podczas pracy siłownika hydraulicznego zachodzi wiele zjawisk mających wpływ na równomierność ruchu tłoka siłownika. Jednym z tych czynników jest lepkość oleju hydraulicznego,

Istotny wpływ na równomierność ruchu tłoka siłownika hydraulicznego ma zawartość powietrza w oleju. Zawartość powietrza w oleju na znaczący wpływ na ściśliwość cieczy hydraulicznej. Kolejnym parametrem wpływającym na równomierność ruchu tłoka siłownika jest rodzaj

zastosowanego uszczelnienia, oraz elementów prowadzących tłoczysko siłownika. Istotny jest materiał, z jakiego zostały wykonane uszczelnienia, zacisk wstępny, a także ilość pierścieni uszczelniających. Powyższe własności elementów uszczelniających i prowadzących głównie za pośrednictwem tarcia wpływają na równomierność ruchu tłoka siłownika. Należy także zauważyć, że wyżej wymienione własności decydują o sprawności objętościowej siłownika hydraulicznego, mającej bezpośredni wpływ na równomierność ruchu tłoka. Kolejnym czynnikiem warunkującym równomierność ruchu tłoka siłownika jest jego obciążenie. Zmiana wielkości obciążenia ma bezpośredni wpływ na właściwości dynamiczne tłoka siłownika. Szczególnie istotny jest rodzaj przyłożonego obciążenia. Obciążenie przyłożone niewspółosiowo jest powodem znacznych naprężeń w węzłach prowadzących tłoczysko, co wiąże się ze zmianami równomierności ruchu tłoka siłownika.

2. STANOWISKO BADAWCZE

Schemat hydrauliczny przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat hydrauliczny stanowiska badawczego

3. PRZEBIEG BADAŃ

W celu dokonania pomiarów ustalono warunki pracy siłownika. Badania przeprowadzono dla czterech różnych prędkości ruchu tłoka siłownika równych: $v_1 = 0,167$ m/s, $v_2 = 0,05$ m/s, $v_3 = 0,033$ m/s, $v_4 = 0,025$ m/s. Pomiary przeprowadzono dla czterech wartości obciążeń. Wielkości obciążeń podczas wysuwania tłoczyska siłownika badanego wynosiły $N_1 = 30$ kN, $N_2 = 40$ kN, $N_3 = 50$ kN, $N_4 = 60$ kN. Wielkości obciążeń podczas ruchu powrotnego tłoczyska siłownika badanego wynosiły $N_1 = 15$ kN, $N_2 = 20$ kN, $N_3 = 25$ kN, $N_4 = 29$ kN. Badania podczas wysuwania tłoczyska siłownika hydraulicznego przeprowadzono dla trzech wielkości niewspółosiowości obciążenia. Niewspółosiowe obciążenie osiągnięto przez ustalenie położenia mechanizmu rolkowego w

odległościach 10mm i 20mm od osi siłowników, w którym dokonano pomiarów.

Pomiary przeprowadzono dla trzech tłoczysk o wymiarach: $\varnothing 36h9$, $\varnothing 36c9$, $\varnothing 36b9$. Tłoczyska o różnych pasowaniach zastosowano w celu symulowania zużycia (pasowanie $\varnothing 36b9$ – największe zużycie, pasowanie $\varnothing 36h9$ – najmniejsze zużycie).

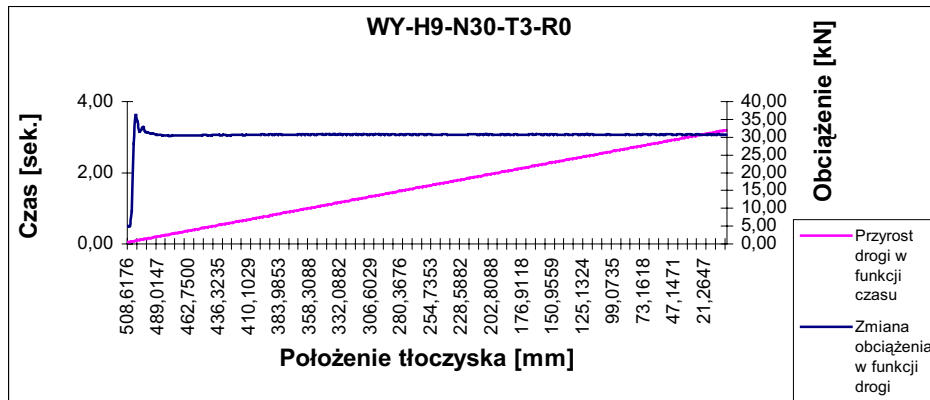
W stanowisku zastosowano olej hydrauliczny HD 46 VECO. Badania przeprowadzono w zakresie roboczej temperatury oleju hydraulicznego nie przekraczającej 65 °C.

4. WYNIKI BADAŃ I WNIOSKI

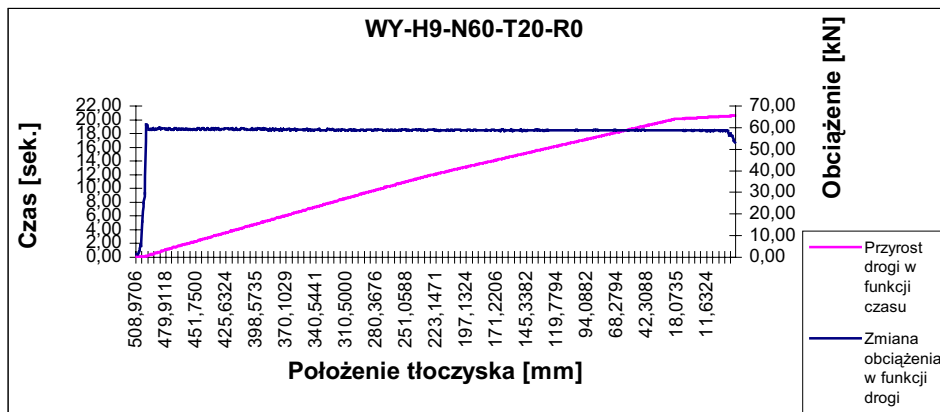
Wybrane wyniki badań przedstawiono na rysunkach 2 - 4. Na osi X podano położenie (mm) tłoczyska siłownika badanego (pozycja „0 mm”

oznacza maksymalne wysunięcie, pozycja „500 mm” oznacza maksymalne wsunięcie).

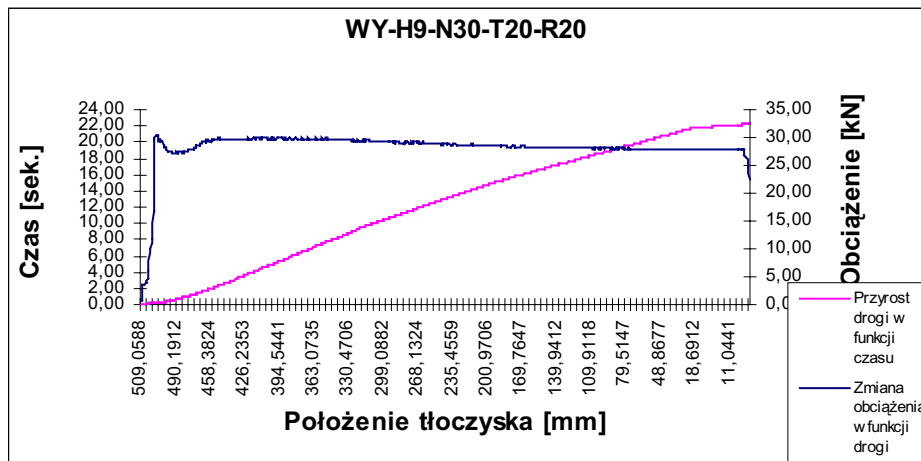
Na osiach Y podano wielkość obciążenia działającego na siłownik badany (kN), oraz jednostki czasu (s).



Rys. 2. Wysuwanie tłoczyska, tłoczysko o pasowaniu h9, obciążenie 30 kN, czas wysuwu 3 s. (średnia prędkość ruchu tłoka $V_1 = 0,167$ m/s), obciążenie współosiowe (rolka w położeniu 0)



Rys. 3. Wysuwanie tłoczyska, tłoczysko o pasowaniu h9, obciążenie 60 kN, czas wysuwu 20 s. (średnia prędkość ruchu tłoka $V_4 = 0,025$ m/s), obciążenie współosiowe (rolka w położeniu 0)



Rys. 4. Wysuwanie tłoczyska, tłoczysko o pasowaniu h9, obciążenie 30 kN, czas wysuwu 20 s. (średnia prędkość ruchu tłoka $V_4 = 0,025$ m/s), obciążenie niewspółosiowe (rolka w położeniu 20)

Różnice w wielkości nierównomierności ruchu dla niewielkich obciążeń i prędkości powyżej około 0,05 m/s są niewielkie. Znaczne różnice można zaobserwować dopiero przy obciążeniach powyżej ok. 50 kN i prędkości ruchu tłoka poniżej około 0,034 m/s. Podczas ruchu wsuwowego tłoka badanego siłownika hydraulicznego występują różnice w równomierności ruchu zależne od wielkości obciążenia, oraz prędkości wsuwu. Ruch tłoka przy prędkościach powyżej ok. 0,05 m/s nawet przy znacznych obciążeniach (do ok. 29 Mpa) charakteryzuje się dużą równomiernością.

Nierównomierność ruchu w zakresie prędkości poniżej ok. 0,05 m/s zwiększa się przy obciążeniach powyżej ok. 20 kN. Szczególnie widoczna jest wielkość nierównomierności ruchu tłoka w początkowym i końcowym położeniu tłoka. Istotny wpływ na równomierność ruchu tłoka siłownika hydraulicznego ma niewspółosiowość przyłożonego obciążenia. Powyższa zależność występuje w znacznym stopniu poniżej średnich prędkości ruchu

tłoka równych 0,05 m/s. Zależność ta może być wynikiem znacznych sił działających na węzły prowadzące tłoczysko, oraz tłok wywołanych niewspółosiowością obciążenia.

Prędkość ruchu tłoka siłownika hydraulicznego ma decydujący wpływ na jego równomierność. Wraz ze wzrostem prędkości ruchu tłoka rośnie równomierność ruchu.

LITERATURA

- [1] Chalamoński M. „Diagnozowanie układów hydraulicznych maszyn roboczych”. Wydaw. Uczelniane ATR, Bydgoszcz 2000
- [2] Chalamoński M.: Diagnozowanie układów hydrauliki maszynowej. Diagnostyka. Vol. 26, PTDT, Olsztyn, 2002.
- [3] Chalamoński M.: Podstawy diagnostyki układów hydrauliki maszynowej. Hydraulika i Pneumatyka. 3/2003. SIMP, Wrocław, 2003.



Dr hab. inż. Mariusz CHALAMOŃSKI prof. nadzw. ATR w działalności naukowej zajmuje się problematyką diagnozowania układów hydraulicznych i pneumatycznych. Ma na swoim koncie ok. 100 publikacji, w tym 1 publikację książkową. Jest członkiem Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, v-ce przewodniczącym Zespołu Środowiskowego SPE KBM PAN. Wypromował kilkudziesięciu absolwentów studiów magisterskich i inżynierskich. Współpracuje z ośrodkami naukowymi w kraju i za granicą.

WIELOSYPOTOMOWY SYSTEM DIAGNOZOWANIA OKRĘTOWYCH TURBINOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

Adam CHARCHALIS

Akademia Marynarki Wojennej
Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów
ul. Śmidowicza 69, 81-103 Gdynia, e-mail: AChar@amw.gdynia.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiono problemy związane z wdrożeniem i eksploatacją turbinowych silników spalinowych do napędu szybkich rakietowych okrętów wojennych. Zaprezentowano system diagnozowania silników turbinowych, opracowany przez autora i wdrożony na okrętach Marynarki Wojennej RP.

Słowa kluczowe: okrętowy silnik turbinowy, diagnostyka techniczna, napęd okrętowy

MULTI-SYMPOMS SYSTEM OF DIAGNOSING OF MARINE GAS TURBINES

Summary

There are presented problems connected with initiation and use of gas turbine engines assembled on high speed missile battle ship. The system of diagnosing of gas turbine engines elaborated by author and inculcated in the Polish Navy is presented as well.

Keywords: marine gas turbine, technical diagnostics, ships propulsion

1. WSTĘP

Układy napędowe okrętów wojennych, a szczególnie okrętów uderzeniowych są konstrukcjami dużej mocy. Zainstalowana moc siłowni osiąga 100000 kW. Wysokie zapotrzebowanie mocy powoduje, że w napędach tych powszechnie stosowane są turbinowe silniki spalinowe. Współczesne okrętowe turbinowe silniki spalinowe charakteryzują się mocą do 30 MW oraz małą masą jednostkową wynoszącą nawet 0,2 kg/kW.

W Polskiej Marynarce Wojennej eksploatowane są trzy klasy okrętów z napędem turbinowym, przy czym konfiguracja układu napędowego każdego z nich jest inna, wynikająca z zadań dla danej klasy okrętów oraz tradycji morskich wytwórcy okrętów.

Okręt wojenny charakteryzuje się tym, że projektowany jest na maksymalną prędkość pływania, stąd wysoka moc zainstalowanych silników. Jednakże około 95% czasu eksploatacji realizowane jest przy obciążeniach częściowych, w tym w znacznej części przy obciążeniach bardzo niskich, zbliżonych do biegu jałowego. Taki sposób eksploatacji okrętów rzutuje na konfigurację układu napędowego. Układy napędowe okrętów tego typu są z reguły wielosilnikowe, pracujące w układach kombinowanych, przy czym obserwuje się tendencje do stosowania silników jednego typu.

Kombinowany układ napędowy korwety rakietowej składa się z dwóch silników marszowych o mocy po 3000 kW oraz dwóch silników szczytowych o mocy po około 9000 kW połączonych ze

sobą sprzęgłami, przekładniami i wałami napędzających dwie śruby superkwitacyjne. Dla zapewnienia odpowiedniej ekonomiczności napędu zastosowano wał poprzeczny umożliwiający pracę dowolnego silnika marszowego na dwie śruby.



Fregata
D = 3 600 t
v = 29 w



Korweta
D = 490 t
v = 45 w



Niszczyciel
D = 5 000 t
v = 32 w

Rys. 1.1. Okręty Marynarki Wojennej RP wyposażone w turbinowe silniki spalinowe

Konfiguracja układu napędowego zapewnia ekonomiczną pracę układu napędowego w całym zakresie prędkości pływania przy pracy jednego lub dwóch silników marszowych, dwóch silników szczytowych oraz wszystkich silników.

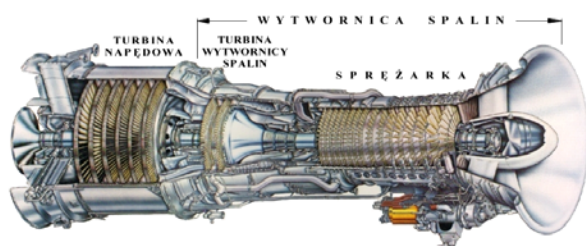
Ze względu na wysoki koszt włączenia nawet jednego rodzaju silnika do systemu logistycznego, koncepcja posiadania dostępnej rodziny silników turbinowych o różnej mocy jest raczej nierealna. Obserwuje się tendencję do standaryzacji i stosowania jednego typu silnika oraz ciągłej jego modyfikacji.

Przykładem takiego podejścia są układy napędowe okrętów różnych klas z silnikami LM 2500. Silniki te na okręcie zabudowywane są modułow po dwa silniki o mocy do 30 MW każdy pracujące przez przekładnię redukcyjną, na jeden wał i śrubę o skoku nastawnym.

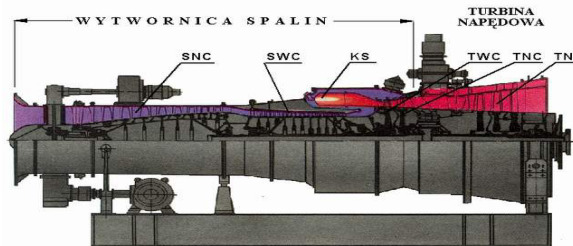
W zależności od klasy okrętu stosowany może być taki jeden moduł (fregata), dwa moduły (niszczyciel) lub trzy moduły (lotniskowiec).

2. WARUNKI PRACY SILNIKÓW TURBINOWYCH NA OKRĘTACH

Okrętowe turbinowe silniki spalinowe oparte są na adaptacji lotniczych silników odrzutowych. Silnik LM 2500 jest silnikiem dwuwirnikowym, natomiast silniki ukraińskie są trójwirnikowe.



$$n_{WS} = 10500 \text{ obr/min}, n_{TN} = 3600 \text{ obr/min}$$



$$n_{NC} = 14500 \text{ obr/min}, n_{WC} = 20000 \text{ obr/min}, n_{TN} = 10000 \text{ obr/min}$$

Rys. 2.1. Konstrukcje silników turbinowych

Turbinowe silniki spalinowe na okrętach pracują w specyficznych warunkach, które w znacznym stopniu wpływają na zmianę ich charakterystyk eksploatacyjnych oraz mogą być przyczyną zwiększonego ich zużycia, a nawet awarii.

Specyfika okrętowa, czy też morska ma wpływ na silniki wszelkiego rodzaju, ale przede wszystkim na silniki turbinowe.

Na okręcie silniki turbinowe pracują w warunkach permanentnych kołysań i olbrzymich obciążeń uderowych itp. Obciążenia te oddziałują na elementy silnika, a szczególnie na uszczelnienia labiryntowe i łożyska. Powietrze przepływające przez silnik niesie ze sobą wodę i sól morską, opary olejów, podsysane spaliny z pracujących silników, a także w rejonach przybrzeżnych pyły przemysłowe. Zanieczyszczenia z powietrza roboczego osadzają się na powierzchniach elementów części przepływowej w postaci smolistej substancji o różnorodnej zawartości cząstek stałych. Stąd okresowo należy przeprowadzać oczyszczenie części przepływowej silników.

Powszechne wprowadzanie silników turbinowych w budownictwie okrętów wojennych, wynika głównie z dwóch powodów:

- zapewnienie odpowiedniego poziomu mocy;
- niskiego poziomu generowanych szumów podwodnych.

3. BAZA DIAGNOSTYCZNA SILNIKÓW TURBINOWYCH AKADEMII MARYNARKI WOJENNEJ

Diagnozowanie silników turbinowych okrętów Polskiej Marynarki Wojennej rozpoczęto w 1985 r. Powodem dla zorganizowania zespołu diagnostycznego było wprowadzenie do eksploatacji korwet wyposażonych w nowe jakościowo silniki turbinowe i występujące pewne problemy w ich eksploatacji.

Opracowany wielosymptomowy system diagnozowania turbinowych silników spalinowych składa się z szeregu stanowisk badawczych i diagnostycznych zarówno lokomocyjnych jak i stacjonarnych. Diagnozowanie silnika oparte jest na analizie wielkości charakteryzujących stan techniczny silnika i elementów przeniesienia napędu uzyskanych podczas pomiarów bezpośrednich w ruchu na okręcie jak też pomiarów pośrednich w bazie.

Analizy diagnostyczne przeprowadza się w oparciu o pomiary:

- parametrów eksploatacyjnych ;
- drgań silnika, przekładni i wałów napędowych ;
- właściwości fizyko-chemicznych oraz zanieczyszczeń mechanicznych oleju silników i przekładni;
- endoskopowych, części przepływowej silnika i przekładni ;
- laserowych, elementów połączeń układu przeniesienia momentu obrotowego;
- termowizyjnych, połączeń rurociągów oraz wymienników ciepła.

Podział strukturalny silnika turbinowego ułatwia przeprowadzenie jego diagnozowania. Układ napędowy z silnikami turbinowymi podzielono na następujące podzespoły:

- układ automatyki sterowania i zabezpieczeń
- trakt przepływowy
- układ kinematyczny z elementami instalacji olejowej

- wały i sprzęgła łączące poszczególne silniki i przekładnie
- instalacje sprężonego powietrza
- komora spalania i aparatura paliwowa.

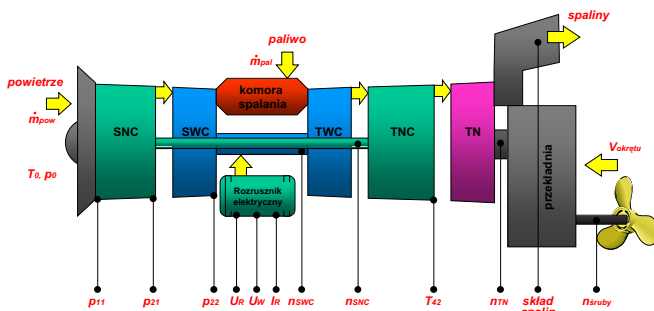
4 WYKORZYSTANIE WYNIKÓW BADAŃ EKSPLOATACYJNYCH

Badania eksploatacyjne dają dużo informacji diagnostycznej. Pozwalają na ocenę stanu technicznego oraz porównanie go ze stanem wzorcowym, którym mogą być wyniki poprzednich badań lub prób zdawczych okrętu

Opracowano trzy komputerowe zestawy pomiarowo-rejestrujące przeznaczone do badań silników turbinowych w czasie rozruchu, akceleracji i deceleracji oraz pracy ciągłej na różnych obciążeniach. Na rys. 4.1 przedstawiono schemat zbierania parametrów diagnostycznych dla siłowni z silnikami turbinowymi.

System pomiarowo-rejestrujący przeznaczony do badań stanu silników okrętowych skonstruowano tak, żeby z jednej strony silnik i otoczenie zewnętrzne nie zakłócało pracy rejestratora, a z drugiej rejestrator nie powodował zakłóceń w sieci pomiarowej i sterowania silnika.

Zrealizowano to stosując układy optoizolacji w każdym torze pomiarowym. Każdy z kanałów pomiarowych wyposażono w mikrokomputer co umożliwia jednoczesny pomiar wszystkich parametrów. Jednoczesny pomiar parametrów stanowi podstawowy warunek dla korzystania z charakterystyk silnika przy ocenie jego stanu technicznego. Sterowanie pracą rejestratora realizuje komputer centralny.



Rys. 4.1. Wielkości pomiarowe charakteryzujące stan silnika turbinowego

System pomiarowy wyposażono w zewnętrzny RAM-DYSK zasilany z własnego źródła. Umożliwia on przenoszenie zapisanych wyników pomiarowych z obszaru dużego poziomu drgań (siłownia) do bazowego systemu diagnostycznego.

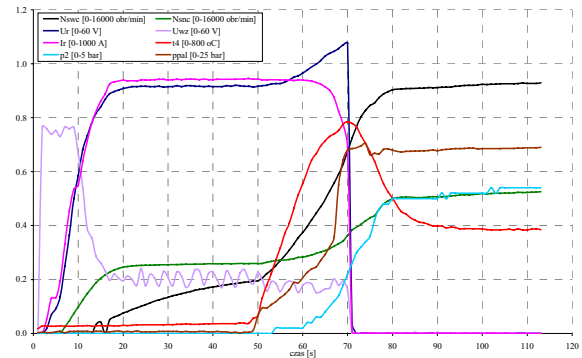
System pomiarowy pracuje w dwóch opcjach:

- pomiar parametrów rozruchu lub innych stanów przejściowych;
- pomiar parametrów pracy ciągłej.

Systematyczne badania silników turbinowych przeprowadzane na okrętach RP wykazały, że proces rozruchu i zatrzymania może być cennym źródłem

informacji diagnostycznej pozwalającej na oszacowanie stanu technicznego silnika, szczególnie w części dotyczącej traktu przepływowego, ułożyskowania, aparatury sterującej i zabezpieczeń oraz aparatury paliwowej.

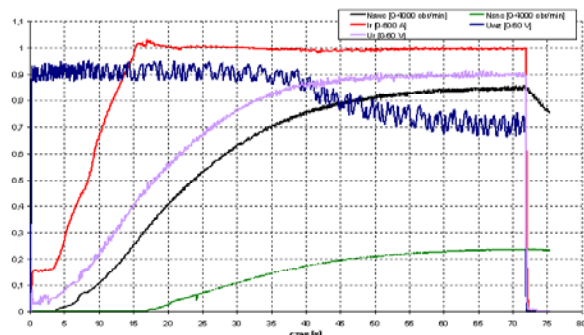
Na rys. 4.2 przedstawiono przebiegi procesu rozruchu. Przebieg procesu daje możliwość regulacji układów automatyki rozruchowej.



Rys. 4.2. Przebieg procesu rozruchu silnika turbinowego

Opracowane metodyki pozwalają szacować stan techniczny silnika na podstawie pomiaru wielkości charakteryzujących rozruch, co można wykonać w porcie bez konieczności wyjścia okrętu w morze.

Dla oceny układu napędowego opracowano zblokowany komputerowy rejestrator, który umożliwia jednoczesne zbieranie informacji diagnostycznej wszystkich silników napędowych. Pomiar te pozwalają analizować charakterystyki napędowe oraz stan silników turbinowych przy pracy na różnych obciążeniach i w różnych warunkach. Zastosowanie tego rejestratora, który umożliwia jednoczesny pomiar około 160 wielkości charakteryzujących eksploatację silnika znacznie skraca czas diagnozowania podczas prób morskich. Badania te pozwalają na przeprowadzenie analizy trendu parametrów charakteryzujących stan silnika tj. jak poślizgi prędkości obrotowej, temperatur i ciśnień co pozwala na optymalizację obsługi silnika tj. np. oczyszczanie przestrzeni wewnętrznych silnika, regulację aparatury paliwowej w wyniku prowadzonej analizy zarejestrowanego pola temperatur, mierzonego na obwodzie traktu przepływowego za pomocą 20 termopar.

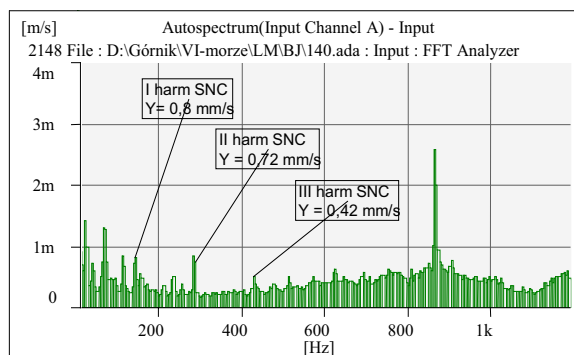


Rys. 4.3. Przebieg procesu akceleracji silnika

Dla pomiaru parametrów w procesach dynamicznych tj. akceleracja i deceleracja silników opracowano układ pomiarowy, który od poprzednich różni się tym, że czasy próbkowania są znacznie krótsze do 0,01, co umożliwia analizę wielkości w stanach przejściowych np. zwiększenie obciążenia.

5. POMIAR I ANALIZA WIDMOWO-KORELACYJNA DRGAŃ

W diagnostyce silników turbinowych wyniki pomiarów drgań stanowią jedno z podstawowych źródeł informacji diagnostycznych. Pomiar i analiza widmowo-korelacyjna drgań umożliwia ocenę stanu łożyskowania, ułupatkowania oraz wyważenia wirników.



Rys. 5.1. Analiza drgań zarejestrowanych na korpusie sprężarki

Pomiary wielkości wibroakustycznych wykonywane są analizatorem sygnałów. Urządzenie to pozwala na analizę drgań w zakresie częstotliwości 0,35÷22,4 kHz. Analizatory drgań wyposażone są w oprogramowanie umożliwiające bezpośrednią komunikację z komputerem bazowym w celu archiwizacji wyników badań. W systemie pomiarowym zastosowano czujniki, które mogą być wykorzystane do pomiarów drgań w części wysokotemperaturowej silnika o temp. dochodzącej do 300°C.

System pomiarowy analizuje poziom całkowity drgań oraz odpowiednie harmoniczne, dla których wymuszeniem jest niewyważenie wirników, zużycie lub uszkodzenie łożysk tocznych oraz łopatek.

6. LASEROWY POMIAR WSPÓŁOSIOWOŚCI WAŁÓW

Odształcenia kadłuba oraz osiadanie fundamentów silników i przekładni redukcyjnych w siłowni, będące skutkiem obciążeń udarowych i osłabienia elementów struktury konstrukcyjnej, są najczęstszą przyczyną utraty współosiowości linii wałów okrętu. Efektami wtórnymi są załamanie oraz przemieszczenie osi wałów, które prowadzą do powstania drgań przenoszonych na podpory łożysk transmitujących moment obrotowy, a w konsekwencji mogących doprowadzić do awarii jednego lub kilku elementów układu napędowego. Metoda laserowa pozwala na ocenę współosiowości.

Mając na uwadze zagrożenia wynikające z przekroczenia tolerancji współosiowości oraz czasochłonność pomiaru odchyłek metodami klasycznymi, opracowano i wdrożono metodę kontroli odchyłek współosiowości opartą na analizie sygnałów wibroakustycznych, będących rezultatem emisji energii od załamania osi wału łączącego silnik z przekładnią lub przekładnie z pędnikiem.

7. BADANIA OLEJU NA ZAWARTOŚĆ ZANIECZYSZCZEŃ

Stan zanieczyszczenia oleju smarnego silników i przekładni stanowi bardzo ważne źródło informacji diagnostycznej. Stąd też oprócz wykonywania zgodnych z zaleceniami okresowych analiz oleju przeprowadza się badania oleju na zawartość w nim zanieczyszczeń w tym metalicznych metodą mikroskopii optycznej i rentgenowskiej fluorescencji radioizotopowej.

W wyniku przeprowadzonych badań opracowano metodykę oceny trendu zmian stopnia zanieczyszczenia oleju wynikającą z zużycia silnika z prognozą wymian oleju i innych obsługa silnika.

8. ENDOSKOPIA

Eksplatacja lotniczych silników turbinowych JT6D wykazała, że ponad 50% uszkodzeń eksploatacyjnych wykrywa się metodą endoskopową.

Na wyposażeniu systemu diagnostycznego jest fiberoskop oraz dwa boroskopy. Ogląd wewnętrzny silnika można prowadzić przez otwory wziernikowe lub technologiczne o średnicy większej od 8,4 mm.

Zastosowane zestawy endoskopowe umożliwiają ogląd wewnętrznych przestrzeni silnika, pomiar uszkodzeń oraz wykonanie dokumentacji fotograficznej przy wykorzystaniu aparatu cyfrowego.

Gromadzona dokumentacja fotograficzna pozwala na ocenę aktualnego stanu elementów głównie części przepływowej oraz ewentualnego rozwoju uszkodzeń. Należy podkreślić, że metody endoskopowe są także bardzo efektywne w ocenie elementów szybkoobrotowych silników tokowych np. ocena przyczyny zatarć silników M503 lub M520, które mają odpowiednio 42 lub 56 cylindrów.

10. WNIOSKI WYNIKAJĄCE Z PRZEPROWADZONYCH BADAŃ DIAGNOSTYCZNYCH

Systematyczne diagnozowanie silników turbinowych przeprowadzane prawie od 20 lat pozwala na wyciągnięcie wniosków odnośnie słuszności i celowości takiego postępowania. Szczególnie jest to ważne i istotne w okresie gdy na eksploatację, a szczególnie na remonty przeznaczone są ograniczone środki. Taka sytuacja stwarza więc konieczność przejścia na eksploatację wg stanu technicznego. Każde odstawienie silnika, czy okrętu z eksploatacji spowodowane przekroczeniem jego okresu międzyremontowego faktycznie powoduje dekapitalizację sprzętu i jego degradację. Odstawienie z eksploatacji okrętu w oczekiwaniu na remont, może spowodować, że po kilku latach remont ten będzie już nieopłacalny. Stąd celowym jest takie prowadzenie eksploatacji z wykorzystaniem wyspecjalizowanej diagnostyki, która umożliwi przedłużenie czasu dalszej eksploatacji, ewentualnie przy obniżeniu zakresu dopuszczalnych obciążeń. Ta filozofia eksploatacji zastosowana w ostatnich latach w Marynarce Wojennej pozwala na eksploatację okrętów projektu 1241, pomimo, że czasowy zasób pracy silników już dawno się wyczerpał.

LITERATURA

- [1] CHARCHALIS A.: Diagnostyka okrętowych turbinowych silników spalinowych. Wyd. AMW, 1991.
- [2] CHARCHALIS A.: Diagnosing power plants and specialized equipment used on Poland's Navy Warship. II International Congress of Technical Diagnostics. DIAGNOSTYKA 2000.
- [3] CHARCHALIS A.: Applications of diagnosing of naval gas turbines. Int. Congress on COMADEM 2001, Manchester, UK.
- [4] CHARCHALIS A.: Multi-symptom diagnostics of naval gas turbines. International Carpathian Control Conference, Krynica 2001.
- [5] CHARCHALIS A., GRZĄDZIELA A., STAPERSMA D.: Condition Monitoring and fault diagnosis of Naval Gas Turbines. ASME TURBO EXPO-Power for Land, Sea & Air, Amsterdam 2002.
- [6] CHARCHALIS A., WIRKOWSKI P., ZAJĄC J.: Ocena i prognoza stanu technicznego okrętowego turbinowego silnika spalinowego LM 2500. XXX Ogólnopolskie Sympozjum „Diagnostyka Maszyn” 2003, 19 s.



prof. dr hab. inż. Adam CHARCHALIS, ur. w 1944 r. w Przemysłu. Studia I stopnia o kierunku „Maszyny i siłownie okrętowe” ukończył w 1968 r. w Wyższej Szkole Marynarki Wojennej, a studia II stopnia w 1971 r. na Wydziale Okrętowym Politechniki Gdańskiej. W latach 1968 - 1971 był oficerem mechanikiem na trałowcu ORP „Krogulec”. Od 1971 r. pracuje w Wyższej Szkole Marynarki Wojennej, obecnie Akademia Marynarki Wojennej, pełniąc obowiązki st. asystenta i adiunkta, od 1979 r. zastępcy Komendanta Instytutu Konstrukcji i Napędów Okrętowych, a od 1990 r. do 2003 r. Komendanta tegoż Instytutu. W latach 1994 - 2003 pełni obowiązki dziekana Wydziału Mechaniczno-Elektrycznego Akademii Marynarki Wojennej. Doktorat w 1978 r., habilitacja 1984 r., tytuł profesora 1994 r. Jego zainteresowania badawcze i dydaktyczne to „Siłownie” i „Napędy okrętowe”, „Projektowanie okrętów” oraz „Diagnostyka Maszyn Okrętowych”. Stworzył system diagnozowania układów napędowych okrętów z turbinowymi silnikami spalinowymi, który został wdrożony na okrętach Marynarki Wojennej. Jest członkiem wielu organizacji naukowych krajowych i zagranicznych np. ECOR, autorem 3 monografii, 8 podręczników i ponad 250 prac drukowanych w różnych czasopiśmie i materiałach konferencyjnych.

BADANIA EKSPLOATACYJNE OKRĘTOWYCH TURBINOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH LM 2500

Adam CHARCHALIS, Paweł WIRKOWSKI

Akademia Marynarki Wojennej
Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów
ul. Śmidowicza 69, 81-103 Gdynia, e-mail: pwirkowski@o2.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiona została próba określenia jednej z metod oceny stanu technicznego elementów części przepływowej okrętowego turbinowego silnika spalinowego LM 2500, stanowiącego silnik napędu głównego okrętów Polskiej Marynarki Wojennej klasy fregata. Dążenia do zwiększenia efektywności eksploatacji wszelkiego typu silników wymuszają poszukiwania nieokreślonych dotychczas bądź doskonalenia istniejących sposobów utrzymania najbardziej ekonomicznej ich pracy. W związku z powyższym przeprowadzone zostały badania, których celem było zidentyfikowanie okrętowego systemu kontrolno-pomiarowego silnika LM 2500, utworzenie bazy danych parametrów charakteryzujących jego pracę oraz opracowanie ich charakterystyk eksploatacyjnych dla potrzeb diagnozowania. Wyniki tych badań pozwolą na opracowanie metody wnioskowania diagnostycznego o stanie technicznym silnika na podstawie pomiaru parametrów eksploatacyjnych.

Słowa kluczowe: okrętowy silnik turbinowy, diagnostyka techniczna, stan techniczny

EXPLOITATION'S RESEARCHES OF MARINE GASTURBINES LM 2500

Summary

In this paper there is presented test of working out one of the methods of determination of the technical condition of the gasturbine LM 2500 inner parts, that makes main propulsion engine of the Polish Navy ships frigate class. Aspirations for increase of the efficiency of exploitation all engines extort to search indefinite up to the present or to improve of existing methods of the keeping the most economic work of engines. Taking into account there were realised researches in order to identification of the ship's control system of the gasturbine LM 2500, making data base of the exploitation parameters and realization of exploitation characteristics for needs of diagnosing. Results of these researches gave possibility to realise the method of diagnosing conclusion about technical condition of the gasturbine on the base of the exploitation parameters measurement.

Keywords: marine gasturbine, technical diagnostics, technical condition

1. WSTĘP

Dążenia do zwiększenia efektywności eksploatacji wszelkiego typu silników wymuszają poszukiwania nieokreślonych dotychczas bądź doskonalenia istniejących sposobów utrzymania jak najbardziej ekonomicznej ich pracy. Problem ten dotyczy również okrętowe turbinowe silniki spalinowe będące na wyposażeniu Marynarki Wojennej RP. W związku z powyższym przeprowadzone zostały badania, których celem było zidentyfikowanie okrętowego systemu kontrolno-pomiarowego silnika LM 2500, utworzenie bazy danych parametrów charakteryzujących jego pracę oraz opracowanie ich charakterystyk eksploatacyjnych dla potrzeb diagnozowania. Wyniki tych badań pozwolą na opracowanie metody wnioskowania diagnostycznego o stanie technicznym silnika na podstawie pomiaru parametrów eksploatacyjnych.

Dla potrzeb badań w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów AMW skonstruowany został przenośny system pomiarowo-rejestacyjny SENG A10 661, umożliwiający jednoczesny pomiar i rejestrację parametrów eksploatacyjnych najbardziej charakteryzujących pracę silnika turbinowego LM 2500. Funkcjonowanie systemu oparte jest na procesorze sygnałowym i umożliwia jednoczesny pomiar dwunastu parametrów z częstotliwością próbkowania od 50 Hz do 80 kHz, co oznacza, że każdy parametr może być rejestrowany w zakresie co 0,24 ÷ 0,00015 sekundy.

2. PRZEBIEG BADAŃ

2.1 Identyfikacja okrętowego systemu kontro- lno-pomiarowego silników LM 2500

Silniki turbinowe LM 2500 są opomiarowane czujnikami, które zapewniają zdalny monitoring każdego silnika, jego modułu oraz systemu smarowania silnika oraz chłodzenia i oczyszczania oleju smarującego. Czujniki temperatury, prędkości obrotowej i drgań generują bezpośredni elektryczny sygnał wyjściowy. Czujniki ciśnienia wyposażone są w przetworniki do zamiany wartości ciśnienia na odpowiednie sygnały elektryczne. Odczyty z czujników są transmitowane do systemu kontroli bezpośrednio lub poprzez wolnostojącą szafę elektroniczną.

System okrętowy umożliwia pomiar m.in. następujących parametrów charakteryzujących pracę badanego silnika:

- ciśnienie powietrza na wlocie do sprężarki
- ciśnienie powietrza za sprężarką
- ciśnienie spalin na wlocie do turbiny napędowej
- temperatura powietrza na wlocie do sprężarki
- temperatura spalin na wlocie do turbiny napędowej
- prędkość obrotowa wirnika turbiny napędowej
- prędkość obrotowa wirnika wytwornicy spalin
- ciśnienie paliwa przed wtryskiwaczami

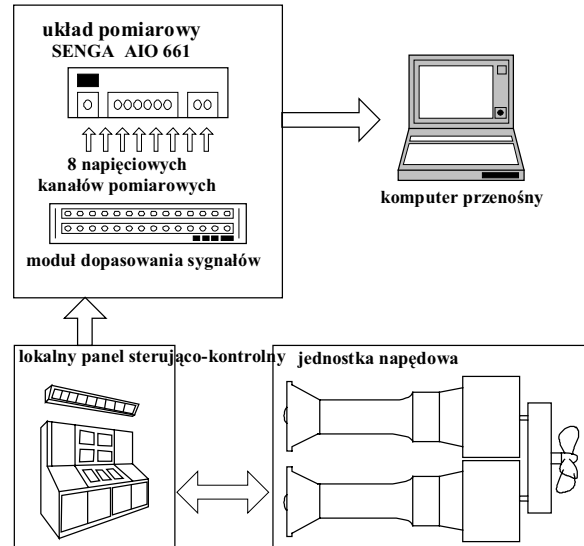
2.2. System pomiarowo-rejestacyjny SENG AIO 661

Okrętowy system pomiarowy uniemożliwia rejestrację wszystkich parametrów pracy silnika LM 2500 w tej samej chwili. Zapis wartości parametrów jest rozciągnięty w kilkuminutowym przedziale czasu, przy czym wartość każdego rejestrowanego parametru jest archiwizowana z chwili jego zapisu. Oznaczać to może, że w chwili zapisu wartości kolejnych rejestrowanych parametrów mogą istnieć odmienne warunki pracy silnika w stosunku do warunków odpowiadających wartościom wcześniej zapisanych parametrów.

W takiej sytuacji wnioskowanie o stanie technicznym silnika na podstawie analizy parametrów charakteryzujących jego pracę jest obarczone błędem wynikającym z niezachowania jednakowych warunków badań. Powyższy system rejestracji w zupełności wyklucza możliwość wykonywania badań silników w stanach przejściowych tj. akceleracja, deceleracja czy też rozruch, podczas których występuje gwałtowna zmiana wartości poszczególnych parametrów.

Rozwiązaniem problemu jednoczesnego pomiaru i rejestracji wyselekcjonowanych parametrów eksploatacyjnych najbardziej charakteryzujących pracę silnika turbinowego LM 2500 było skonstruowanie w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów AMW przenośnego komputerowego systemu pomiarowo-rejestacyjnego SENG AIO 661, przedstawionego na rys. 2.1.

Funkcjonowanie systemu oparte jest na procesorze sygnałowym i umożliwia jednoczesny pomiar dwunastu parametrów z częstotliwością próbkowania od 50 Hz do 80 kHz z podziałem na dwanaście kanałów. Oznacza to, że każdy parametr może być rejestrowany w zakresie co 0,24÷0,00015 sekundy.



Rys. 2.1. Schemat przepływu sygnałów pomiarowych systemu pomiarowo-rejestacyjnego SENG AIO 661

Tab. 2.1. Parametry mierzone przy wykorzystaniu systemu pomiarowo-rejestacyjnego SENG AIO 661

Nr toru	Oznaczenie	Zakres	Opis
1	N_{GG}	0÷12000 min ⁻¹	Prędkość obrotowa wytwornicy spalin
2	N_{PT}	0÷5000 min ⁻¹	Prędkość obrotowa turbiny napędowej
3	P_1	0÷0,11 MPa	Ciśnienie powietrza na wlocie do sprężarki
4	P_2	0÷2,07 MPa	Ciśnienie powietrza na wyjściu za sprężarką
5	P_{42}	0÷0,517 MPa	Ciśnienie spalin na wlocie do turbiny napędowej
6	T_1	-40÷65,6 °C	Temperatura powietrza na wlocie do sprężarki
7	T_{42}	0÷1090 °C	Temperatura spalin na wlocie do turbiny napędowej
8	P_{pal}	0÷104 MPa	Ciśnienie paliwa przed wtryskiwaczami
9	Starter ON	1/0	Sygnał początku i końca pracy rozrusznika

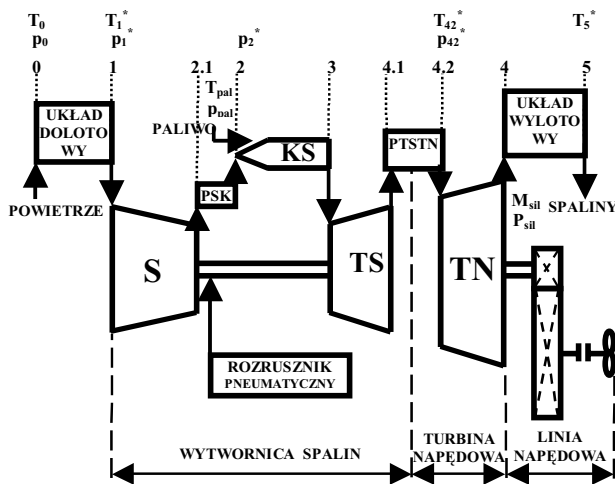
Opracowany system podczas wykonywania pomiaru przechowuje zarejestrowane wartości parametrów w pamięci wewnętrznej, a po zakończeniu cyklu pomiarowego przesyła je do komputera przenośnego, gdzie poddawane są obróbce numerycznej. Obecnie system jest w stanie mierzyć parametry pracy silnika przedstawione w tab. 2.1.

Wykonany system pomiarowo-rejestacyjny nie jest strukturą zamkniętą. Istnieje możliwość jego rozbudowy o kolejne kanały pomiarowe w zależności od potrzeb badań eksploatacyjnych. Rozbudowa

systemu pozwoli na jednoczesną rejestrację wartości parametrów charakteryzujących pracę wszystkich silników okrętowego układu napędowego.

3. OPRACOWANIE CHARAKTERYSTYK EKSPLOATACYJNYCH

Pomiary parametrów termogazodynamicznych czynnika roboczego dokonane w charakterystycznych przekrojach kontrolnych silnika są istotnym źródłem informacji diagnostycznej o stanie struktury konstrukcyjnej jego części przepływowej. Na rys. 3.1 przedstawiony jest schemat ideowy silnika LM 2500 z zaznaczonymi przekrojami kontrolnymi części przepływowej. Na schemat naniesione zostały również miejsca zamontowania czujników pomiarowych parametrów, mierzonych z wykorzystaniem standardowego systemu kontrolno-pomiarowego okrętu oraz przenośnego komputerowego systemu pomiarowo-rejestrującego SENG AIO 661.



Rys. 3.1. Schemat ideowy silnika LM 2500 z zaznaczonymi przekrojami kontrolnymi części przepływowej; S – sprężarka, PSK – przestrzeń pomiędzy sprężarką a komorą spalania, KS – komora spalania, TS – turbina sprężarki, PTST – przestrzeń pomiędzy turbiną sprężarki a turbiną napędową, TN – turbina napędowa

Parametry pracy silnika, uzyskane na podstawie badań, zostały zredukowane do parametrów atmosfery wzorcowej wg podanych niżej zależności:

- zredukowana moc silnika

$$P_{zr} = P_{zmierz} \left(\frac{101325}{P_{0zmierz}} \right) \sqrt{\frac{288,15}{T_{0zmierz}}} \quad (3.1)$$

- zredukowane ciśnienie powietrza za sprężarką

$$P_{2zr} = P_{2zmierz} \left(\frac{101325}{P_{0zmierz}} \right) \quad (3.2)$$

- zredukowane ciśnienie paliwa przed wtryskiwaczami

$$P_{pal.zr} = P_{pal.zmierz} \left(\frac{288,15}{T_{0zmierz}} \right) \sqrt{\frac{101325}{P_{0zmierz}}} \quad (3.3)$$

- zredukowane ciśnienie spalin na wlocie do turbiny napędowej

$$P_{4.2zr} = P_{4.2zmierz} \left(\frac{101325}{P_{0zmierz}} \right) \quad (3.4)$$

- zredukowana temperatura spalin na wlocie do turbiny napędowej

$$T_{4.2zr} = T_{4.2zmierz} \left(\frac{288,15}{T_{0zmierz}} \right) \quad (3.5)$$

- zredukowana prędkość obrotowa wytwornicy spalin

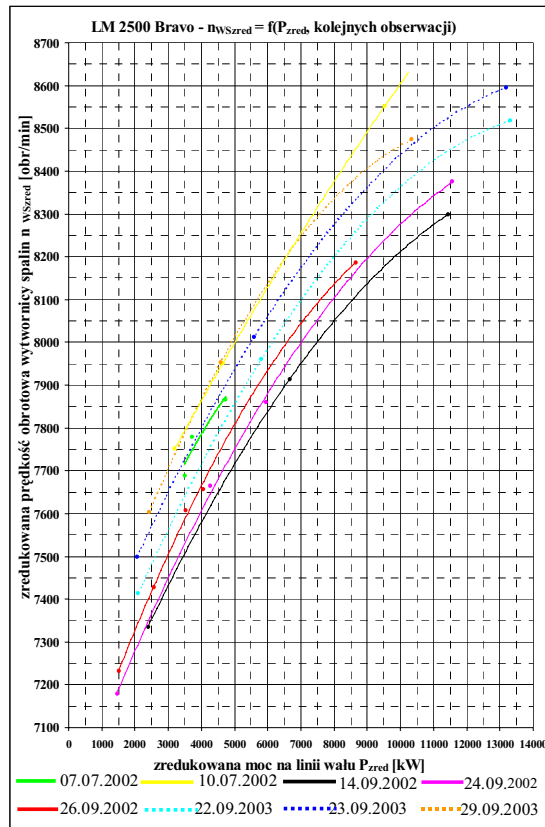
$$n_{WSzr} = n_{WSzmierz} \left(\frac{288,15}{T_{0zmierz}} \right) \quad (3.6)$$

- zredukowana prędkość obrotowa turbiny napędowej

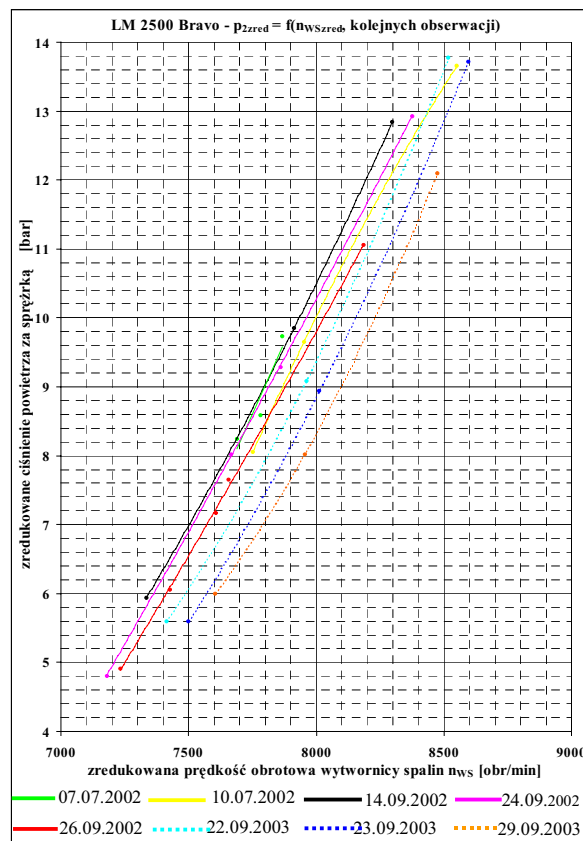
$$n_{TNzr} = n_{TNzmierz} \left(\frac{288,15}{T_{0zmierz}} \right) \quad (3.7)$$

Umożliwia to przeprowadzenie analizy jakościowej i ilościowej charakterystyk eksploatacyjnych poszczególnych silników podczas całego okresu eksploatacji niezależniąc się od wpływu zmiennych warunków atmosferycznych.

Zanieczyszczenia części przepływowej silnika turbinowego powoduje zmian warunków jego pracy. Związane jest to ze zmniejszeniem pola przekroju kanałów przepływowych silnika i wynikającym stąd zmniejszeniem strumienia masy czynnika roboczego.



Rys. 3.2. Zmiana prędkości obrotowej wytwornicy spalin w funkcji mocy na linii wału dla poszczególnych obserwacji



Rys. 3.3. Zmiana ciśnienia powietrza za sprężarką w funkcji prędkości obrotowej wytwornicy spalin dla poszczególnych obserwacji

Rys. 3.2 przedstawia sytuację, w której wraz z upływem czasu użytkowania silnika LM 2500 należy zwiększać prędkość obrotową sprężarki w celu utrzymania stałego obciążenia poprzez dostarczenie stałego strumienia masy powietrza. Po obserwacji z dnia 10.07.2002 nastąpiło odtworzenie stanu technicznego silnika (przemycanie), co spowodowało znaczący spadek prędkości obrotowej wytworknicy spalin przy uzyskiwaniu stałego obciążenia.

Pomiar ciśnienia za sprężarką również umożliwia przeprowadzenie analizy stanu technicznego (m.in. zanieczyszczenia) sprężarki w odniesieniu do silnika nowego (czystego). Na rys. 3.3 przedstawiona jest zmiana ciśnienia powietrza za sprężarką w funkcji jej prędkości obrotowej podczas zmieniającego się stanu technicznego. Wraz ze wzrostem zanieczyszczenia kanałów sprężarki zmniejszający się strumień powietrza powoduje spadek jego ciśnienia. Przemycie kanałów przepływowych silnika (po obserwacji 10.07.2002) pociąga za sobą osiągnięcie żądanych ciśnień powietrza przy mniejszych prędkościach obrotowych sprężarki. Dalsze użytkowanie silnika powoduje ponowne zanieczyszczenie kanałów sprężarki, którego intensywność zależy od stopnia i rodzaju zanieczyszczeń czynnika roboczego.

4. WNIOSKI

Obiektywna ocena stanu technicznego silnika turbinowego będącego w eksploatacji możliwa jest w wyniku przeprowadzenia pomiarów i analizy dostatecznie dużej liczby pomiarów.

Przeprowadzone badania umożliwiły określenie zmian rozpatrywanych parametrów pracy silnika LM 2500 w zależności od stanu zanieczyszczenia jego kanałów przepływowych. Najbardziej wartościowymi pod względem przekazywanej informacji diagnostycznej są następujące parametry: ciśnienie powietrza za sprężarką, ciśnienie temperatura spalin przed turbiną napędową, prędkości obrotowe wytworknicy spalin i turbiny napędowej oraz ciśnienie paliwa przed wtryskiwaczami.

LITERATURA

- [1] Charchalis A.: Diagnostowanie okrętowych silników turbinowych. Wyd. AMW, Gdynia 1991.
- [2] Charchalis A.: Założenia do diagnozowania turbinowych układów napędowych fregaty. XXVIII Ogólnopolska Konferencja „Diagnostyka Maszyn”, Katowice, 2001, str.119.
- [3] Wiencjulis Ł.C., Rybałko W.W., Marczukow N.A.: Turbinist flota, Wojennoje Izdatielstwo, Moskwa, 1988.



prof. dr hab. inż. Adam. CHARCHALIS, ur. w 1944 r. w Przemysłu. Studia I stopnia o kierunku „Maszyny i siłownie okrętowe” ukończył w 1968 r. w Wyższej Szkole Marynarki Wojennej, a studia II stopnia w 1971 r. na Wydziale Okrętowym Politechniki Gdańskiej. W latach 1968 - 1971 był oficerem mechanikiem na trałowcu ORP „Krogulec”. Od 1971 r. pracuje w Wyższej Szkole Marynarki Wojennej, obecnie Akademia Marynarki Wojennej, pełniąc w latach 1994 - 2003 obowiązki dziekana Wydziału Mechaniczno –Elektrycznego Akademii Marynarki Wojennej. Doktorat w 1978 r., habilitacja 1984 r., tytuł profesora 1994 r



mgr inż. Paweł WIRKOWSKI, ur. w 1975 r. w Białymstoku. W 1999 r. ukończył Wydział Mechaniczno – Elektryczny Akademii Marynarki Wojennej. Po odbyciu stażu na korwecie raketowej ORP „Metalowiec” w 2000 roku rozpoczął pracę w Instytucie Konstrukcji Napędów Okrętowych Akademii Marynarki Wojennej na stanowisku asystenta.

MODELE ODWROTNE I MODELOWANIE DIAGNOSTYCZNE

Wojciech CHOLEWA

Politechnika Śląska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Konarskiego 18a, 44-100 Gliwice, fax +48 32 237 1360, email wch@polsl.pl

Streszczenie

Praca dotyczy ogólnej metodologii badań diagnostycznych, Wskazano podejścia bazujące na biernych i czynnych eksperymentach diagnostycznych. Zaproponowano podejście mieszane, w którym stosowane są modele odwrotne współdziałające ze szczególnymi układami wnioskującymi wykonanymi z zastosowaniem sieci przekonań. Opracowanie zawiera ogólne wprowadzenie do modeli odwrotnych oraz do sieci przekonań.

Słowa kluczowe: model odwrotny, model diagnostyczny, sieć przekonań

INVERSE MODELS AND DIAGNOSTIC MODELING

Summary

The paper deals with a general methodology for diagnostic investigations. It presents basic approaches connected with passive as well as active diagnostic experiments. It suggests a mixed approach making use of inverse models followed by a particular diagnostic reasoning done by means of belief networks. The paper contains a basic introduction to the inverse models and to belief networks.

Keywords: inverse model, diagnostic model, belief network

1. WSTĘP

Głównym zadaniem diagnostyki technicznej jest rozpoznawanie stanu obiektu (którym może być również proces) na podstawie dostępnych o nim informacji. Stosowane metody takiego rozpoznawania można podzielić ogólnie na dwie klasy [9]:

- diagnostyka wsparta modelami,
- diagnostyka symptomowa.

Istotą *diagnostyki wspartej modelami* jest analizowanie różnic występujących pomiędzy wynikami obserwacji obiektu i wynikami stosowania modelu dostrojonego do tego obiektu oraz umożliwiającego symulowanie działania obiektu o zadanym stanie technicznym. O adekwatności możliwych do uzyskania diagnoz decyduje w pierwszym rzędzie jakość stosowanego modelu. Metody te znalazły szerokie zastosowanie zwłaszcza w diagnostyce układów sterujących oraz w diagnostyce procesów [4]. W szczególności można je stosować tam gdzie wskazanie odpowiedniego zdeterminowanego modelu obiektu jest możliwe.

Diagnostyka symptomowa bazuje na założeniu, że skutkiem zmiany stanu obiektu powinno być powstanie objawów świadczących o nim. Większość stosowanych metod przyjmuje, że obserwowane są różne procesy resztkowe [1], których cechy są nośnikami informacji o stanie obiektu. Związki zachodzące pomiędzy tymi cechami i stanem

obiektu formułowane są w postaci relacji diagnostycznych. Relacje te pozyskiwane na podstawie opinii i doświadczenia specjalistów oraz w wyniku badań diagnostycznych są niestety często niepewne i niedokładne. Diagnostyka symptomowa jest stosowana głównie tam, gdzie określenie wyczerpującego modelu obiektu jest trudne lub niemożliwe co powoduje, że bezpośrednio zastosowanie diagnostyki wspartej modelami nie jest możliwe.

2. RELACJA DIAGNOSTYCZNA

Jednym z podstawowych pojęć diagnostyki technicznej jest relacja diagnostyczna. *Relacja diagnostyczna* (w tym empiryczna relacja diagnostyczna [8]) może być definiowana jako podzbiór R przestrzeni ocen P równej iloczynowi kartezjańskiemu dziedzin S_1, S_2, \dots relevantnych dla rozpatrywanego zadania diagnostycznego. Dla zadania diagnostycznego ograniczonego do jednego obiektu, rozpatrywanego w stałych warunkach działania, minimalna rodzina takich dziedzin obejmuje zbiór stanów S_1 oraz zbiór symptomów S_2 , prowadząc do najprostszej postaci relacji diagnostycznej

$$R \subset P = S_1 \times S_2 \quad (1)$$

gdzie R jest zbiorem wszystkich możliwych (lub zaobserwowanych) par (s_1, s_2) określających stan s_1 i odpowiadający mu symptom s_2 .

Badania umożliwiające pozyskiwanie relacji diagnostycznych obejmują:

- badania aktywne, w których możliwe jest modyfikowanie stanu obiektu
- badania bierne, w których nie jest możliwe celowe modyfikowanie stanu, który można jedynie obserwować
- badania symulacyjne, odpowiadające badaniom aktywnym, w których obiekt zastąpiony został przez jego model

W wymienionych klasach modele mogą dotyczyć jednego wskazanego obiektu, zbioru rozpatrywanych, znanych obiektów lub klasy nieznanych obiektów odpowiadających zadanej konstrukcji.

Reguła diagnostyczna

Klasyczne podejście do zadań pozyskiwania relacji diagnostycznych przyjmuje, iż poszukiwany jest model relacji (1). Jako szczególnie uprzywilejowaną formę zapisu takiego modelu relacji uznano zbiory reguł występujących w postaci

$$\text{jeżeli przesłanka to konkluzja} \quad (2)$$

gdzie w zależności od potrzeb i stopnia złożoności obiektu reguły są regułami przyczynowo-skutkowymi lub regułami diagnostycznymi. W regułach przyczynowo-skutkowych przesłanką jest stan a konkluzją symptom. W regułach diagnostycznych odwrotnie.

Model globalny

Inną, często stosowaną techniką pozyskiwania relacji diagnostycznych jest modelowanie związków zachodzących (lub obserwowanych) pomiędzy dziedzinami omawianych relacji, za pomocą sieci neuronowych. Intensywny rozwój teorii tych sieci oraz dostępne aktualnie oprogramowanie pozwalają na uzyskiwanie zadawalających wyników w większości przypadków.

Wymieniać można liczne przykłady metod postępowania. Ich wspólną cechą jest to, że wynikiem realizowanego procesu identyfikacji są modele globalne uogólniające dane i zastępujące te dane. Pozwala to na znaczne ograniczenie niezbędnych zasobów (obszar pamięci) i przyspieszenie procesu wnioskowania. Wadą takiego postępowania jest globalny charakter rozpatrywanych modeli, pociągający za sobą wysokie koszty (czas obliczeń) ich identyfikacji oraz utrudniający lub ograniczający możliwości ich doskonalenia.

Model lokalny

Znaczne zmniejszenie kosztów przechowywania danych oraz ograniczenie czasów dostępu do nich spowodowało wzrost zainteresowania metodami bazującymi na modelach lokalnych wyznaczanych dla wskazanego, ograniczonego obszaru przestrzeni

ocen, dopiero wtedy gdy są potrzebne. Odróżnia to je od modeli globalnych wyznaczanych "na zapas" dla wszystkich możliwych obszarów przestrzeni ocen. Stosowanie takich modeli lokalnych jest możliwe wtedy, gdy czasy realizacji procesu wnioskowania przez układ diagnozujący nie są krytyczne.

Ciekawą modyfikacją omawianych metod jest przyjęcie założenia, iż rezygnuje się z wyznaczania globalnych modeli relacji R (1) i zastępuje je bezpośrednio gromadzeniem elementów tych relacji. Dysponując wyliczeniem elementów zbioru R można wskazać elementy należące do rozpatrywanego obszaru przestrzeni. Na elementach tych można rozpiąć model lokalny pozwalający na dalsze działania. Model taki może być specyfikowany jawnie lub może występować w postaci ukrytej w systemie diagnozującym.

3. MODELOWANIE DIAGNOSTYCZNE

Analizując zalety i wady zarówno diagnostyki wspartej modelami jak i diagnostyki symptomowej można zauważyć, że możliwe jest postępowanie mieszane, w którym zastosowane zostaną równocześnie koncepcje obu wymienionych rodzajów diagnostyki. Istotą proponowanego postępowania jest modelowanie diagnostyczne polegające na łącznym rozwiązaniu dwóch zadań cząstkowych:

- definiowanie *modelu przybliżonych reguł diagnostycznych*, pozwalających na wyznaczanie obrazów sygnałów diagnostycznych (obrazów wartości cech sygnałów diagnostycznych) będących rozmytymi zbiorami klas tych sygnałów (klas wartości cech tych sygnałów),
- definiowanie *modelu przekonania o klasach* stanów obiektu uwarunkowanych obrazami cech sygnałów diagnostycznych.

Ze względu na sprzężenia występujące pomiędzy wymienionymi zadaniami cząstkowymi ich łączne rozwiązanie jest trudne (lub niemożliwe) do bezpośredniego wyznaczenia. Bardzo pomocne przy poszukiwaniu rozwiązania są różne iteracyjne sposoby postępowania, wśród których szczególne znaczenie mają metody ewolucyjnego doskonalenia tych rozwiązań.

Pierwsze z zadań cząstkowych jest w zasadzie zadaniem klasyfikacji (klasyfikacji rozmytej). Cechą szczególną proponowanego postępowania jest to, że poszukiwany klasyfikator jest wyznaczany na podstawie znanego przyczynowo-skutkowego modelu działania obiektu, pozwalającego symulować jego wybrane zachowania. Nie wymaga się aby model ten był wyczerpujący w stopniu wystarczającym do stosowania klasycznych metod diagnostyki wspartej modelowo. Model ten ma jedynie umożliwić wyznaczenie modelu odwrotnego, pełniącego rolę preklasyfikatora sygnałów diagnostycznych (wartości cech sygnałów

diagnostycznych). Uwzględniając ograniczone wymagania stawiane odwracaniu modelowi przyczynowo-skutkowemu, nie należy oczekiwać iż tak otrzymany preklasyfikator pozwoli na wyznaczenie wystarczająco adekwatnej diagnozy.

Należy zauważyć, że:

- definiowanie modelu działania obiektu oraz odwracanie tego modelu nie wymaga zastosowania wiedzy, na której bazuje diagnostyka symptomowa,
- dotychczasowe zastosowania diagnostyki symptomowej dowodzą wysokiej jakości oraz przydatności tej wiedzy.

Oznacza to, że cełowym staje się jej użycie do skutecznego zrealizowania drugiego zadania cząstkowego, polegającego na wnioskowaniu o stanie obiektu na podstawie wyników preklasyfikacji jego sygnałów. Można podejmować próby rozwiązywania tego zadania za pomocą sieci neuronowych. Niedogodnością takiego postępowania będą jednak trudności w interpretowaniu uzyskanego rozwiązania. Może to, zwłaszcza dla złożonych obiektów, utrudnić proces walidacji wprowadzanych procedur diagnostycznych. Wydaje się, że narzędziem szczególnie przydatnym w rozwiązywaniu tego zadania będą sieci przekonania, nazywane również sieciami bayesowskimi lub sieciami Bayesa.

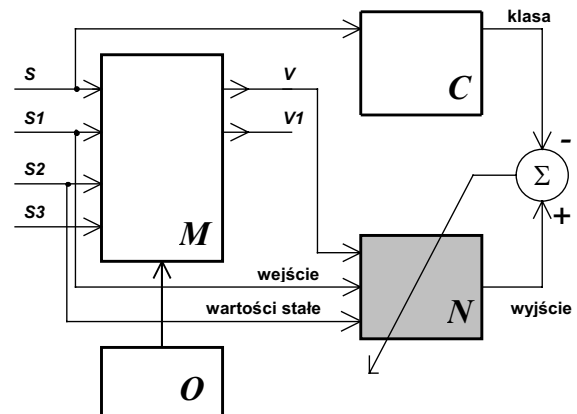
4. MODEL ODWROTNY

Rys. 1 ilustruje zaproponowaną koncepcję odwracania modeli. Zakłada się, że znany jest model M (rys. 1) obiektu O , który pozwala na wyznaczenie wartości wyjść $\{v, v1\}$ dla zadanego zbioru wartości wejść $\{s, s1, s2, s3\}$. Model ten może być zapisany (na przykład) w postaci relacji empirycznych [8] lub programu komputerowego. Z punktu widzenia zastosowań diagnostycznych wymienione wartości wejść i wyjść mogą mieć następujące znaczenie:

- s wartości poszukiwane jako wynik procesu diagnozowania,
- $s1$ znane wartości, określające warunki działania obiektu,
- $s2$ znane wartości, które dla rozpatrywanego obiektu nie ulegają zmianom,
- $s3$ wartości trudne do oszacowania i pomiaru, które należy przyjmować jako wartości losowe wpływające na ograniczenie dokładności modelu,
- v znane wartości, będące skutkiem działania obiektu i określane w wyniku pomiaru lub odpowiedniej symulacji,
- $v1$ nieznane lub pomijane wartości, będące skutkiem działania obiektu.

Model M opisuje relacje przyczynowo-skutkowe występujące pomiędzy wartościami wejściowymi - przyczynami $\{s, s1, s2, s3\}$ oraz wartościami wyjściowymi - skutkami $\{v, v1\}$. W wyniku odwracania modelu M zamierzamy (rys. 1) uzyskać model odwrotny N , przekształcający znane,

określone w wyniku pomiaru lub symulacji wartości $\{v, s1\}$ w poszukiwane wartości $\{s\}$. Można przypuszczać, iż dokładny model odwrotny N nie istnieje, ponieważ brak jest podstaw do zakładania, iż model M jest odwzorowaniem jednojednoznacznym. Dla uniknięcia wynikających stąd trudności (powodujących, że zadanie może nie posiadać rozwiązania) ogranicza się dokładność (ziarnistość) poszukiwanego modelu odwrotnego, zakładając, iż będzie on wyznaczał klasy wartości parametrów v (czyli nominalne wartości parametrów), a nie dokładne wartości tych parametrów. Klasyfikator definiujący wyznaczone klasy oznaczono literą C (rys. 1).



Rys. 1. Wyznaczanie modelu odwrotnego N dla danego modelu M obiektu O , z zastosowaniem klasyfikatora C

Zaletą proponowanego postępowania jest to, że stosowanie modelu M i wyznaczanie modelu odwrotnego N mogą być traktowane jako procesy rozłączne - realizowane w różnym czasie i na różnych komputerach (co pokazano w [2]). Możliwe jest sekwencyjne realizowanie procesów stosowania modelu M i wyznaczania modelu odwrotnego N , pozwalające na iteracyjne doskonalenie wyznaczonego modelu odwrotnego [5], [7].

5. SIEĆ BAYESOWSKA

Sieć bayesowska stanowi zwartą formę reprezentacji gęstości łącznego dyskretnego rozkładu zbioru zmiennych losowych. Sieć ta bazuje na koncepcji warunkowej niezależności zmiennych umożliwiającej ograniczenie liczby danych niezbędnych do zapisania gęstości łącznego rozkładu dyskretnego. Ograniczenie polega na wyznaczeniu tej gęstości jako iloczynu kilku innych gęstości o znacznie mniejszych rozmiarach. Jedna wielowymiarowa tablica prawdopodobieństw łącznych zostaje zastąpiona zbiorem dwuwymiarowych tablic prawdopodobieństw warunkowych, które pozwalają na wyznaczenie wartości prawdopodobieństwa łącznego, wtedy gdy jest ono potrzebne.

Niech $Z = \{Z_1, Z_2, \dots\}$ będzie zbiorem dyskretnych zmiennych (losowych), przyjmujących wartości ze skończonych zbiorów. Siecią bayesowską nad Z jest para (D, P) gdzie D jest acyklicznym (nie zawierającym cykli) grafem skierowanym. Węzły tego grafu reprezentują zmienne ze zbioru Z , a

$$P = \{p_1(z_1 | pa(z_1)), p_2(\dots), \dots\} \quad (2)$$

jest zbiorem prawdopodobieństw warunkowych określonych dla kolejnych zmiennych. Zapis $p_i(z_i | pa(z_i))$ oznacza prawdopodobieństwo warunkowe

$$p_i(Z_i = z_i | (pa(Z_i) = pa(z_i))) \quad (a7)$$

gdzie $pa(Z)$ jest zbiorem rodziców węzła Z . Prawdopodobieństwa warunkowe (3) są zapisywane w postaci tablic przyporządkowanych węzłom (zmiennym). Wartości prawdopodobieństw warunkowych mogą być pozyskiwane z różnych źródeł, do których należą znane analityczne lub numeryczne modele obiektów, wyniki eksperymentów czynnych, wyniki eksperymentów biernych, opinie specjalistów.

Podczas tworzenia sieci bayesowskiej można przyjąć założenie, że gałęzie sieci będą dobierane wyłącznie tak, aby reprezentowały relacje przyczynowo-skutkowe. Sieci takie nazywane są przyczynowymi sieciami bayesowskimi. Założenie to nie obowiązuje jednak jako założenie domyślne dla wszystkich sieci. Podkreślić należy, że skierowane gałęzie ogólnej sieci bayesowskiej wyznaczają jedynie uporządkowanie węzłów (węzeł nadrzędny / podrzędny) niezbędne dla prawidłowego reprezentowania łącznego rozkładu zmiennych losowych. Nie wskazują one na istnienie relacji przyczynowo-skutkowych.

W procesie konstruowania sieci bayesowskiej można wyróżnić dwie fazy: określanie węzłów sieci i łączących je gałęzi czyli wyznaczanie postaci sieci oraz ustalanie wartości w tablicach prawdopodobieństw warunkowych, które są przyporządkowane węzłom sieci. Próby praktycznego zastosowania sieci pokazują, że obie fazy związane są z koniecznością rozwiązania szeregu trudnych zadań. Postać sieci i wartości prawdopodobieństw warunkowych można rozpatrywać jako wynik odpowiedniego procesu optymalizacji.

Skuteczne algorytmy wnioskowania z zastosowaniem sieci bayesowskich omawiane są w licznych pracach, np. [10], [6], [3]. Szczególną grupą trudnych zadań, omawianych w literaturze w niewielkim zakresie, jest weryfikacja i ocenianie jakości (wartościowanie) sieci.

6. POSUMOWANIE

Bardzo zwięźle pokazano możliwość uzupełnienia podstawowych klas badań diagnostycznych,

obejmujących diagnostykę wspartą modelami oraz diagnostykę symptomową o nowe działania bazujące na obu klasach podstawowych. Działania te nazywano w pracy modelowaniem diagnostycznym. Zdaniem autora, konsekwentne rozwijanie przedstawionej koncepcji modelowania diagnostycznego pozwoli na uporządkowanie różnych, stosowanych obecnie metod badań i prowadzić będzie do jakościowo nowych rozwiązań.

LITERATURA

- [1] CEMPEL Cz.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa 1982.
- [2] CHOLEWA W., WHITE M.: Inverse modelling in rotordynamics for identification of unbalance distribution. *Machine Vibration* (1993) 2, 157-167.
- [3] COWELL R. G., DAVID A. P., LAURITZEN S. L., SPIEGELHALTER D. J. : Probabilistic Networks and Expert Systems. Springer, New York 1999.
- [4] Diagnostyka procesów. Red.: KORBICZ J., KOŚCIELNY J. M., KOWALCZUK Z., CHOLEWA W., WNT, Warszawa 2002.
- [5] Diagnostyka techniczna. Odwrotne modele diagnostyczne. Red.: CHOLEWA W., KICIŃSKI J. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [6] JENSEN V. J. : Bayesian Networks and Decision Graphs. Springer, New York 2002.
- [7] KLIMEK A.: Metody doskonalenia odwrotnych modeli diagnostycznych. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika z.134*, Gliwice 1999.
- [8] MOCZULSKI W.: Metody pozyskiwania wiedzy dla potrzeb diagnostyki maszyn. Politechnika Śląska. *Zeszyty Naukowe 1382*. Gliwice 1997.
- [9] NATKE H. G., CEMPEL Cz.: Model-Aided Diagnosis of Mechanical Systems. Springer, Berlin 1997.
- [10] PEARL J.: Fusion, propagation and structuring in belief networks. *Artificial Intelligence*, 1986, Vol. 29, No. 2, ss. 241-288.



Prof. dr hab. inż. Wojciech CHOLEWA, Kierownik Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn w Politechnice Śląskiej. Prowadzi badania z zakresu budowy i eksploatacji maszyn, ze szczególnym uwzględnieniem diagnostyki technicznej oraz metod sztucznej inteligencji.

NATEŻENIE DŹWIĘKÓW STRUKTURALNYCH W DIAGNOSTYCE NIECIĄGŁOŚCI ELEMENTÓW KONSTRUKCYJNYCH

Jacek CIEŚLIK

Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki,
Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn, Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków,
fax (12) 6343505, email ghciesli@cyf-kr.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono uzyskane na podstawie danych literaturowych [7, 9] zależności wiążące natężenie dźwięków strukturalnych oraz odkształcenia i obciążenia belek i płyt, pozwalające wyznaczyć jego wartość dla elementów konstrukcyjnych. Omówiono metodę wyznaczania wartości natężenia dźwięków strukturalnych na podstawie zespolonych parametrów modalnych uzyskiwanych drogą analizy modalnej z użyciem metody elementów skończonych. W pracy podano przykłady obliczeniowe, których celem było wyznaczenie rozkładu wartości wektora natężenia dźwięków strukturalnych na powierzchni typowych elementów konstrukcyjnych - połączonych ze sobą płyt prostokątnych. Analizowany problem badawczy zmierzał do określenia przydatności metody natężeniowej do diagnostyki przenoszenia energii drgań w miejscach nieciągłości konstrukcji mechanicznych.

Słowa kluczowe: natężenie dźwięków strukturalnych, energia drgań, przepływ energii

STRUCTURAL INTENSITY IN DIAGNOSTICS OF CONSTRUCTIONAL ELEMENTS DISCONTINUITIES

Summary

The paper presents obtained from literature dependencies connecting structure surface intensity with derived loads and strains enabling its evaluation for such constructional elements as beam and plates. The method of structure surface intensity evaluation based on complex modal parameters derived from FEM modal analysis was discussed. In the paper there are presented the numerical examples which lead to investigation of distribution of surface structural intensity vector values for such typical constructional elements as connected rectangular plates. Such solved problem was intended to show the usability of structure surface intensity method in discontinuity diagnostics of mechanical constructions.

Keywords: structural intensity, energy of vibration, energy flow

1. WPROWADZENIE

Natężenie dźwięków strukturalnych reprezentujące uśredniony w czasie strumień przepływu energii drgań mechanicznych przez powierzchnię jednostkową prostopadłą do kierunku przepływu [12] znalazło szczególne zastosowanie w badaniach przepływu energii drganiowej w ciałach stałych. Analiza przestrzennego rozkładu natężenia dźwięków strukturalnych pozwala na badanie dróg przenoszenia energii drgań oraz miejsc, w których energia jest wprowadzana bądź pochłaniana w strukturze mechanicznej.

Badanie metodami obliczeniowymi dróg przenoszenia energii drganiowej w strukturach o złożonych kształtach, zbudowanych z płaskich, cienkich elementów takich jak belki i płyty nie zostało jak dotąd rozwiązane w stopniu zadowalającym. Problemy analizy konkretnych przypadków praktycznych skupiają się na uwzględnieniu

skomplikowanych warunków brzegowych i złożoności struktur rzeczywistych.

2. NATEŻENIE DŹWIĘKÓW STRUKTURALNYCH W USTROJACH CIENKOŚCIENNYCH

Dla drgań ustalonych, natężenie dźwięków strukturalnych jest definiowane jako wielkość zespolona:

$$\tilde{S}_{\sigma_{kl} \ v_l}(\omega) = I_k(\omega) + jJ_k(\omega) \quad (1)$$

gdzie ω jest częstością kątową, $\omega = 2\pi f$, f – częstotliwość drgań [2], $\tilde{S}_{\sigma_{kl} \ v_l}(\omega)$ jest funkcją gęstości widmowej mocy pomiędzy zespolonymi składowymi naprężenia i prędkości. Składowa rzeczywista w kierunku k -tej współrzędnej jest równa:

$$I_k(\omega) = -\operatorname{Re}[\tilde{S}_{\sigma_{kl} \ v_l}(\omega)] \quad (2)$$

i reprezentuje ona rzeczywisty przepływ energii drganiowej w strukturze. $J_k(\omega)$ jest związana z falami stojącymi i nie opisuje przepływu energii w strukturze.

Wartości składowych natężenia dźwięków strukturalnych w belkach i płytach wyznacza się jako funkcje zmiennych: sił momentów i wewnętrznych oraz przemieszczeń liniowych i kątowych.

Dla płyt całkowanie jest przeprowadzane po grubości płyty a natężenie jest równe strumieniowi przepływu energii przez jednostkę szerokości i odnoszone do płaszczyzny środkowej płyty. W obliczeniach metodą elementów skończonych dla płaskiego elementu skończonego dwie składowe natężenia dźwięków strukturalnych mają postać [4]:

$$I_x = -\frac{\omega}{2} \text{Im} \left[\tilde{N}_x \tilde{u}_0^* + \tilde{N}_{xy} \tilde{v}_0^* + \tilde{Q}_x \tilde{w}_0^* + \tilde{M}_x \theta_y^* - \tilde{M}_{xy} \theta_x^* \right]$$

$$I_y = -\frac{\omega}{2} \text{Im} \left[\tilde{N}_y \tilde{v}_0^* + \tilde{N}_{yx} \tilde{u}_0^* + \tilde{Q}_y \tilde{w}_0^* - \tilde{M}_y \theta_x^* + \tilde{M}_{yx} \theta_y^* \right]$$

(3)

gdzie: $\tilde{N}_x, \tilde{N}_y, \tilde{N}_{xy} = \tilde{N}_{yx}$ - siły rozciągające w płycie,

\tilde{Q}_x, \tilde{Q}_y - siły ścinające,

$\tilde{M}_x, \tilde{M}_y, \tilde{M}_{xy} = \tilde{M}_{yx}$ - momenty zginające,

2.1. Zastosowanie podejścia modalnego do obliczeń zespolonej odpowiedzi struktury.

Zespolone przemieszczenia i naprężenia wymagane do obliczeń natężenia dźwięków strukturalnych mogą być obliczone poprzez zastosowanie podejścia modalnego [8]. Odpowiedź modalną struktury uzyskuje się m.in. przez zastosowanie analizy metodą elementów skończonych. Programy do metody elementów skończonych zwykle wykorzystują macierze rzeczywistych wartości mas i sztywności, które dają w wyniku rzeczywiste wartości przemieszczeń i naprężeń. Natomiast procedura obliczeń wielkości wymaganych do wyznaczenia natężenia dźwięków strukturalnych została oparta na obliczeniach zespolonej odpowiedzi struktury z zastosowaniem reprezentacji modalnej struktury bez strat [9]. Możliwe do zlokalizowania tłumienie jest traktowane jako tłumienie zewnętrzne i uwzględniane przez rozszerzenie funkcji modalnych z dostosowaniem warunków impedancji w punktach zamocowania. Wartości natężenia dźwięków strukturalnych zależą od prędkości i naprężeń. W wyniku obliczeń metodą elementów skończonych otrzymujemy przemieszczenia w węzłach i naprężenia w punktach wewnątrz elementów. Obliczenia wartości natężenia dźwięków strukturalnych wymagają znajomości wartości wielkości odpowiedzi w tych samych punktach. Ponieważ dokładność obliczeń naprężenia jest mniejsza od dokładności obliczeń przemieszczenia, to wektor odpowiedzi musi być brany w punktach najwyższej dokładności dla naprężeń. Macierz funkcji kształtu jest w ogólnym

przypadku odniesiona do lokalnego układu współrzędnych dla elementu, zatem wektor przemieszczeń modalnych musi być określony w tym samym układzie współrzędnych. Przemieszczenia wewnątrz elementu skończonego także odnoszą się do współrzędnych lokalnych:

Przez zastosowanie zespolonych przemieszczeń i naprężeń lub wypadkowych naprężeń, natężenia dźwięków strukturalnych można obliczyć zależnie od typu elementu skończonego. Wielkości otrzymane są wielkościami wektorowymi. Oszacowana wartość natężenia dźwięków strukturalnych jest odniesiona do tego lokalnego układu współrzędnych. Przekształcenie wartości współrzędnych natężenia dźwięków strukturalnych do układu współrzędnych związanego z globalnym układem elementów skończonych można przeprowadzić na tej samej drodze jak dla każdej wielkości wektorowej przez zastosowanie macierzy przekształcenia.

3. OBLICZENIA DLA UKŁADU POŁĄCZONYCH PŁYT PROSTOKĄTNYCH

3.1. Model belki przyjęty do obliczeń

Dla celów weryfikacji przydatności natężenia dźwięków strukturalnych do identyfikacji nieciągłości w elementach konstrukcyjnych przeprowadzono eksperyment polegający na analizie rozkładu wartości natężenia dźwięków strukturalnych w układzie trzech prostopadłe połączonych ze sobą płyt prostokątnych.

Do obliczeń przyjęto płyty o szerokości 1 m i długości odpowiednio 2, 1 i 2całkowitej 2,0 m. płyty miały jednakową grubość równą 10 mm. Stałe materiałowe przyjęto: moduł Younga – $2,1 \cdot 10^{11}$ Pa, współczynnik Poissona – 0,3, gęstość 7860 kg/m^3 . Zamocowanie zamodelowano jako swobodne podparcie na brzegu płyt. Możliwy był tylko obrót wokół krawędzi płyty. W wybranym punkcie na powierzchni pierwszej płyty przyłożono pionową siłę wymuszającą, w kierunku prostopadłym do płaszczyzny belki o wartości 10^3 N . Wymuszenie miało charakter harmoniczny o częstotliwości 100 Hz.

Tłumienie nie było uwzględniane w analizie modalnej. Zostało wprowadzone na etapie obliczeń zespolonych naprężeń i odkształceń. Przyjęto element tłumiący w punkcie na powierzchni trzeciej płyty (na rysunku oznaczony trójkątem) w postaci trzech wzajemnie prostopadłych tłumików. Wartości współczynnika tłumienia wynosiły 1000 Ns/m . Obliczenia zespolonych naprężeń i odkształceń oraz wartości natężenia dźwięków strukturalnych przeprowadzono przy zastosowaniu własnego programu wykorzystując wyniki analizy modalnej opracowanej metodą elementów skończonych.

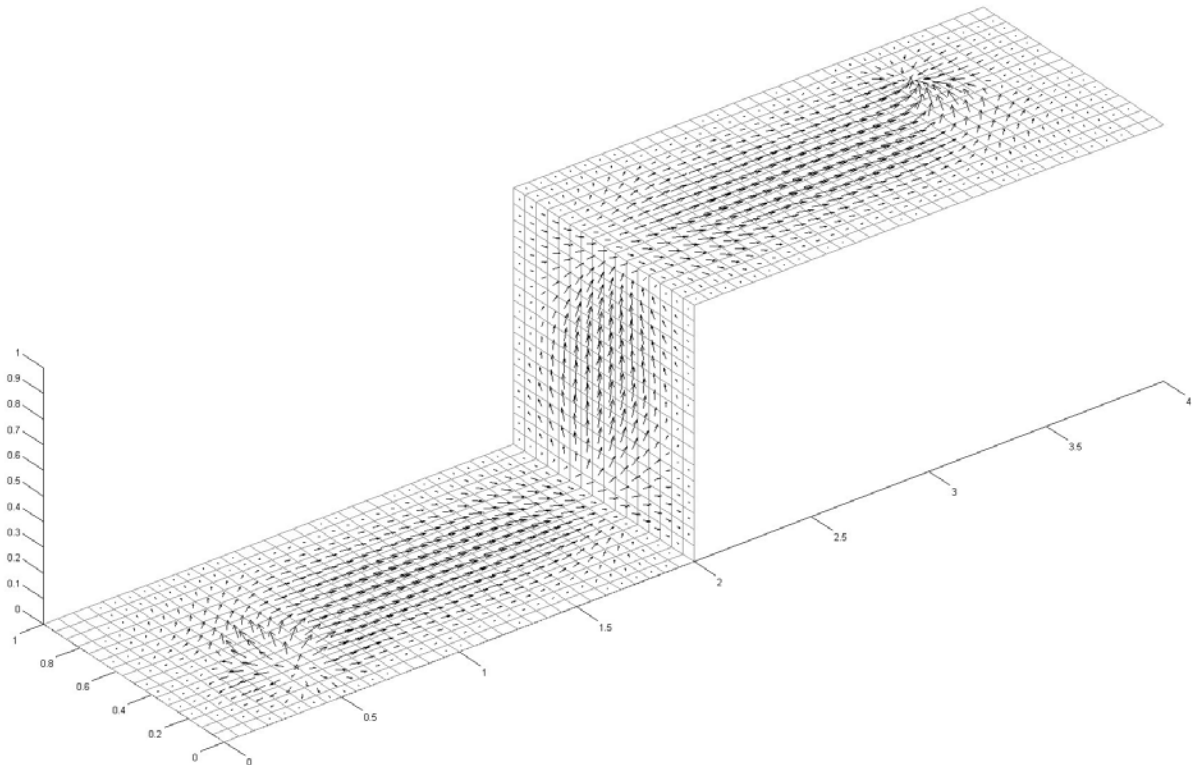
3.2. Wyniki obliczeń

Obliczone rozkłady wektorów natężenia dźwię-

ków strukturalnych dla układu trzech płyt przedstawiono na Rys. 1. Pokazano rozkłady w charakterystycznych obszarach. Z obserwacji rozkładu wektorów wynikają jasno położenia siły wymuszającej i tłumika charakteryzujące się specyficznym sposobem zaburzenia przebiegu wektorów. W obszarach dalekich od miejsc wymuszenia i zamocowania tłumika charakter rozkładu wektorów wskazuje na jednorodny charakter przepływu energii. Paraboliczny rozkład modułu wektorów natężenia w przekroju poprzecznym belki

znajduje potwierdzenie w literaturze [14]. Analiza rozkładu pola wektorów pozwala na szczegółową lokalizację miejsc wymuszenia i pochłaniania energii.

Rozkłady natężenia dźwięków strukturalnych podają jakościową charakterystykę zjawiska przenoszenia energii. Wprowadzenie dodatkowej miary w postaci całki z wartości wektora natężenia w kierunku prostopadłym do pewnej zamkniętej powierzchni np. przekroju poprzecznego pozwalają na ocenę ilościową przepływu energii tym samym na identyfikację jej różnych dróg przenoszenia.



Rys. 1. Rozkład wektorów natężenia dźwięków strukturalnych dla układu płyt prostokątnych.

4. WNIOSKI

Przedstawiona metoda obliczeń natężenia dźwięków strukturalnych pozwala na znalezienie ich wartości dla wybranych częstości wymuszenia i określonej postaci drgań struktury [7]. Przedstawione zależności wiążą natężenie dźwięków strukturalnych oraz odkształcenia i obciążenia dla prostych elementów konstrukcyjnych: belek i płyt. Metoda wyznaczania wartości natężenia dźwięków strukturalnych bazuje obliczeniach przemieszczeń w węzłach i naprężeń w punktach wewnątrz elementów skończonych wyznaczonych metodą elementów skończonych. Wartości natężenia dźwięków strukturalnych obliczane są na podstawie zespolonych wartości parametrów modalnych uzyskiwanych drogą analizy modalnej z użyciem metody elementów skończonych. W obliczeniach uwzględniane jest tłumienie zewnętrzne w postaci tłumika w trzech

wzajemnie prostopadłych kierunkach. Zastosowane podejście modalne przy pewnych ograniczeniach daje możliwość wyznaczenia wartości natężenia dźwięków strukturalnych na podstawie doświadczalnej analizy modalnej struktury.

Przedstawiony przykład analizy rozkładu wartości natężenia dźwięków strukturalnych dla układu trzech płyt prostokątnych wykazał przydatność tej metody do badań nieciągłości oraz dróg przenoszenia energii drganiowej. Możliwa jest zarówno analiza jakościowa polegająca na obserwacji rozkładów jak również analiza ilościowa na podstawie obliczonych wartości mocy w poszczególnych elementach struktury.

Do niedogodności przedstawionej metody należy zaliczyć jej słabą zbieżność. Liczba modów, które należy uwzględnić w obliczeniach natężenia dźwięków strukturalnych musi być odpowiednio dobrana. Zwykle do obliczeń pola przemieszczeń lub

ich pochodnych liczba modów jest dobierana w ten sposób, że najwyższa częstość własna stosowana w obliczeniach jest kilka razy większa od częstości wymuszenia. Natężenie dźwięków strukturalnych jest wynikiem iloczynu naprężeń i prędkości drgań w tych samych punktach struktury. Zatem gwałtowne zmiany naprężenia jakie występują np. w pobliżu punktów wymuszenia lub nieciągłości struktury nie mogą być wystarczająco dobrze opisane poprzez uwzględnienie jedynie ograniczonej liczby niższych postaci drgań. Stanowi to główne ograniczenie dokładności obliczeń opisywaną metodą. Dalsze prace powinny zmierzać w kierunku sposobu uwzględnienia wyższych postaci drgań.

Przedstawiona metoda analizy rozkładu natężenia dźwięków strukturalnych znajduje zastosowanie jako nowa metoda w diagnostyce uszkodzeń powstających w czasie eksploatacji struktur mechanicznych. Umożliwia badanie miejsc o szczególnej koncentracji przepływu energii drganiowej, które w konsekwencji narażone są na powstanie uszkodzeń mechanicznych w postaci pęknięć zmęczeniowych.

Praca była realizowana w ramach grantu finansowanego przez Komitet Badań Naukowych nr 5T07C01023 "Teoretyczno-eksperymentalne opracowanie optymalnej metody oceny produkcji i jakości maszyn."

LITERATURA

- [1] Carniel X., Pascal J. C., Caracteristiques de propagation et mesures du flux d'energie vibratoire dans les barres (Characteristics and measurements of the energy flow in beams) (in French), *Proc. of the Second Internat. Congress on Acoustic Intensity*, Senlis, pp. 211-217, 1985.
- [2] Fuller R. C., The effect of wall discontinuities on the propagation of flexural waves in cylindrical shells, *J. of Sound and Vibration*, 75, pp. 207-228, 1981.
- [3] Gavric L., *Influence de modifications locales sur le flux d'energie dans les structures a paroi mince (Influence of local modifications on energy flow in thin-walled structures)*. Ph.D. Thesis, Universite de Technologie de Compiegne, Compiegne, 1991.
- [4] Gavric L., Pavic G., Computation of structural intensity in beam-plate structures by numerical modal analysis using FEM, *Proc. of the Third Internat. Conf. on Intensity Techniques*, Senlis, pp. 207-214, 1990.
- [5] Gavric L., Computation of structural intensity for a wide band excitation using normal mode approach, *Proc. of the 17 Internat. Sem. on Modal Analysis*, Vol 3; pp. 193-206, 1992.
- [6] Gavric L., Pavic G., A finite element method for computation of structural intensity by normal mode approach. *J. of Sound and Vibration*, 164(1), pp. 29-43, 1993.
- [7] Gavric L., Evaluation of structural intensity in assembled structures by modal approach, *Proc. of the Internoise 1997*, Vol 2; pp. 675-678, 1997
- [8] Pavic G., Energy flow induced by structural vibrations of elastic bodies, *Proc. of the Third Internat. Conf. on Intensity Techniques*, Senlis, pp. 21-28, 1990.
- [9] Pavic G., Vibroacoustical energy flow through straight pipes, *J. of Sound and Vibration*, 154, pp. 411-429, 1992.
- [10] Romano, A. J., Williams, E. G., Russo K. L., Schuette L. C., On the instantaneous structural intensity in a thin cylindrical shell, *Proc. of the Internoise 1992*, p. 521, 1992.
- [11] Schwenk, A. E., Sommerfeldt S. D., Hayek, S. I., Adaptive control of structural intensity associated with bending waves in a beam, *J. of the Acoustical Society of America*, 96(5), p. 2826, 1994.
- [12] Troshin A. G., Sanderson, M. A., Structural energy flow propagation in a T-shaped beam an evaluation of an intensity and a component mobility approach, *Acustica*, 83(3), pp. 489-505, 1997,
- [13] Williams E. G., Structural intensity in thin cylindrical shells, *J. of the Acoustical Society of America*, 86(1), pp. 1615-1622, 1991.
- [14] Verheij J. W., Cross-spectral density methods for measuring structure borne power flow on beams and pipes, *J. of Sound and Vibration*, (70), pp. 133-138, 1976,.



Dr inż. Jacek CIEŚLIK. Absolwent Wydziału Maszyn Górniczych i Hutniczych AGH, specjalność mechanika i wibroakustyka maszyn urządzeń. W roku 1990 uzyskał stopień doktora nauk technicznych. Adiunkt w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn AGH. Jego dorobek naukowy obejmuje 75 publikacji w tym 7 książek i monografii, 2 patenty. Zainteresowania naukowe skupiają się wokół tematów związanych z mechaniką, akustyką strukturalną i techniczną, teorią maszyn i mechanizmów, mechatroniką.

WEJŚCIOWO-WYJŚCIOWA METODA DETEKЦИИ USZKODZEŃ W ELEKTRONICZNYCH UKŁADACH ANALOGOWYCH UWZGLĘDNIAJĄCA TOLERANCJE ELEMENTÓW

Zbigniew CZAJA

Politechnika Gdańska, Wydział Elektroniki, Telekomunikacji i Informatyki, Katedra Metrologii i Systemów Elektronicznych, ul. G. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk, fax: (0-58) 347-22-55, email: zbczaja@pg.gda.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono nowe podejście detekcji i lokalizacji uszkodzeń w elektronicznych układach analogowych z uwzględnieniem tolerancji elementów. Składa się ono z dwóch etapów. W pierwszym etapie tworzony jest słownik uszkodzeń składający się z opisu elipsy aproksymującej obszar nominalny reprezentujący brak uszkodzeń i współczynników określających szerokość pasów lokalizacyjnych. Zaprezentowano nowy algorytm tworzenia takiej elipsy i algorytm wyznaczania szerokości pasa lokalizacyjnego. W drugim etapie omówiono algorytm detekcji i lokalizacji uszkodzeń.

Słowa kluczowe: detekcja i lokalizacja uszkodzeń, analogowe układy elektroniczne

AN INPUT-OUTPUT FAULT DETECTION METHOD OF ANALOG ELECTRONIC CIRCUITS TAKING INTO CONSIDERATION TOLERANCES OF ELEMENTS

Summary

In the paper a new approach of fault detection and localisation of analog electronic circuits taking into consideration tolerances of elements is described. It consists of two stages. In the first stage a fault dictionary consisting of description of an ellipse, which approximates a nominal area representing a fault-free circuit, and coefficients defining widths of localisation bells are created. A new algorithm of generation of the ellipse and the algorithm of determination of the width of localisation bell are presented. In the second stage the algorithm of fault detection and localisation is described.

Keywords: fault detection and localisation, analog electronic circuits

1. WSTĘP

Obecnie w diagnostyce analogowych i mieszanych sygnałowo układów elektronicznych istnieje zapotrzebowanie na wejściowo-wyjściowe metody detekcji, lokalizacji i identyfikacji uszkodzeń. Jest to następstwem zwiększania się gęstości upakowania układów elektronicznych ograniczającej dostęp do węzłów wewnętrznych oraz rozpowszechnianiem się mikrosystemów mieszanych sygnałowo składających się zarówno z części cyfrowej sterującej i przetwarzającej dane oraz części analogowej służącej przeważnie do dopasowywania sygnałów wejściowych podawanych dalszej obróbce przez część cyfrową. Implikuje to zapotrzebowanie na wejściowo-wyjściowe metody diagnostyki.

Jedną z klas tych metod stanowią, opracowane przez autora, metody detekcji, lokalizacji i identyfikacji uszkodzeń parametrycznych w liniowych układach elektronicznych oparte na przekształceniach transformujących zmiany wartości parametrów układów na krzywe lub hiperpowierzchnie w przestrzeniach wielowymiarowych [1].

W praktyce wszystkie elementy obarczone są tolerancjami. Zatem w artykule proponuje się nowe podejście, jakim jest wykorzystanie powyższych metod do detekcji i lokalizacji uszkodzeń w układach elektronicznych z tolerancjami elementów nieszkodzonych.

2. METODY DIAGNOSTYCZNE

Opracowane przez autora metody detekcji, lokalizacji i identyfikacji pojedynczych uszkodzeń parametrycznych opierają się na przekształceniu, oznaczonym T_i^n , transformującym zmiany pojedynczego parametru układu badanego p_i w i -tą krzywą identyfikacyjną w przestrzeni wielowymiarowej [1]:

$$T_i^n(p_i) = \sum_{j=1}^n (\operatorname{Re}(F_i^j(p_i))\mathbf{k}^{2j-1} + \operatorname{Im}(F_i^j(p_i))\mathbf{k}^{2j}), \quad (1)$$

gdzie: F_i^j - j -ta funkcja układowa względem parametru p_i , \mathbf{k}^l - wektor przyporządkowany do l -tej

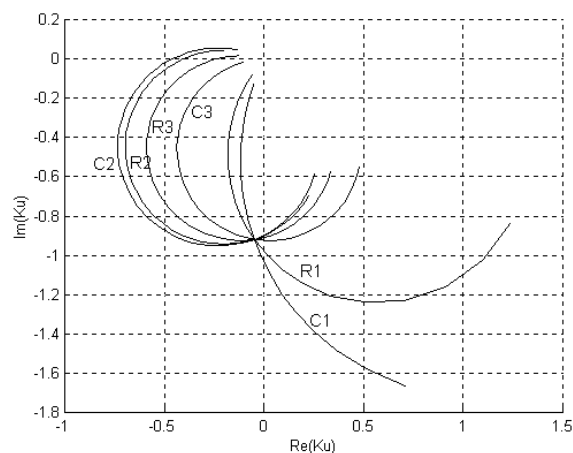
osi współrzędnej ($l=1,2,\dots,2n$, $j=1,2,\dots,n$, n – liczba funkcji układowych (dla czwórnika $n \leq 3$)).

W przypadku $n=1$ przekształcenie (1) jest równaniem diagnostycznym konwencjonalnej metody biliniowej [2] nazywanej dalej metodą 2D.

Na zależności (1) dla $n=2$ i $n=3$ bazują odpowiednio metoda 4D i 6D [3,4]. Metody te wymagają pomiaru dodatkowych funkcji układowych. W efekcie charakteryzują się one znacznym wzrostem rozdzielczości lokalizacyjnej i dokładności identyfikacyjnej uszkodzeń oraz odporności na tolerancje elementów nieuszkodzonych względem metody 2D.

Istotną zaletą metod opartych na przekształceniu (1) jest możliwość zobrazowania zmian wartości poszczególnych parametrów układu krzywymi identyfikacyjnymi. Dla metody 2D krzywe te leżą na płaszczyźnie $\text{Re}(F^l)$, $\text{Im}(F^l)$, dla metody 4D umieszczone są w przestrzeni czterowymiarowej o osiach $\text{Re}(F^l)$, $\text{Im}(F^l)$, $\text{Re}(F^2)$, $\text{Im}(F^2)$, a dla metody 6D w przestrzeni sześciowymiarowej o osiach $\text{Re}(F^l)$, $\text{Im}(F^l)$, $\text{Re}(F^2)$, $\text{Im}(F^2)$, $\text{Re}(F^3)$, $\text{Im}(F^3)$.

Klasa tych metod zostanie zilustrowana na przykładzie metody 2D. Na rys. 1 pokazano rodzinę krzywych identyfikacyjnych dla tej metody dla układu filtra dolnoprzepustowego trzeciego rzędu i transmitancji napięciowej K_u przy częstotliwości $f=830\text{Hz}$.



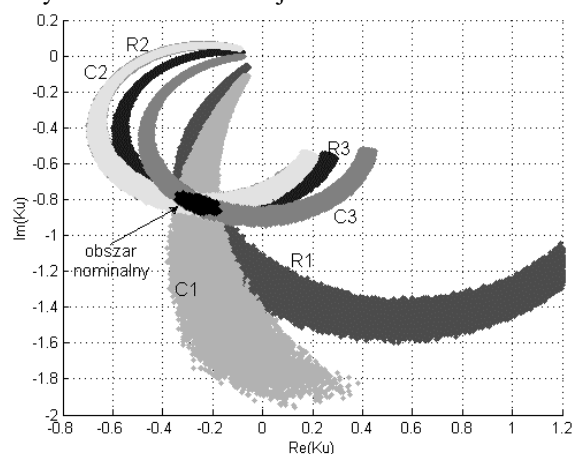
Rys. 1. Rodzina krzywych identyfikacyjnych dla metody 2D

Diagnostyka tą metodą polega na pomiarze funkcji układowej testowanego układu, a następnie na naniesieniu wyniku pomiaru na płaszczyznę $\text{Re}(K_u)$, $\text{Im}(K_u)$. Przynależność punktu pomiarowego do danej krzywej lokalizuje uszkodzenie, gdyż uszkodzonym elementem jest ten, dla którego wybrana krzywa została wykreślona. Dodatkowo na krzywych naniesione mogą być skale odpowiadających im wartości parametrów, które umożliwiają identyfikację uszkodzeń.

W warunkach rzeczywistych elementy posiadają tolerancje, których uwzględnienie powoduje, iż krzywe identyfikacyjne rozmywają się tworząc pasy lokalizacyjne (w tym przypadku identyfikacja uszkodzeń jest prawie niemożliwa zatem

zastosowano określenie pasy lokalizacyjne a nie pasy identyfikacyjne).

Poszczególne pasy lokalizacyjne tworzące rodzinę pokazaną na rys. 1 zostały wygenerowane metodą Monte Carlo przy założeniu 1% tolerancji rezystorów i 5% tolerancji kondensatorów.



Rys. 2. Rodzina pasów lokalizacyjnych dla metody 2D

Jak widać z rys. 1 pasy lokalizacyjne nakładają się nawzajem utrudniając poprawną lokalizację uszkodzeń, zatem w wielu przypadkach wynikiem lokalizacji uszkodzenia nie będzie jeden element, ale grupa (klaster) elementów, z których każdy może być potencjalnym uszkodzeniem. Również punkt nominalny reprezentujący brak uszkodzeń rozmył się w obszar nominalny.

3. DETEKCJA I LOKALIZACJA USZKODZEŃ W UKŁADACH Z TOLERANCJAMI

Procedura diagnostyczna dla metody 2D (metod $2nD$) składa się z dwóch części. W pierwszej części tworzony jest słownik uszkodzeń. W drugiej, na bazie tego słownika i wyniku pomiarów dokonywana jest detekcja i lokalizacja uszkodzeń.

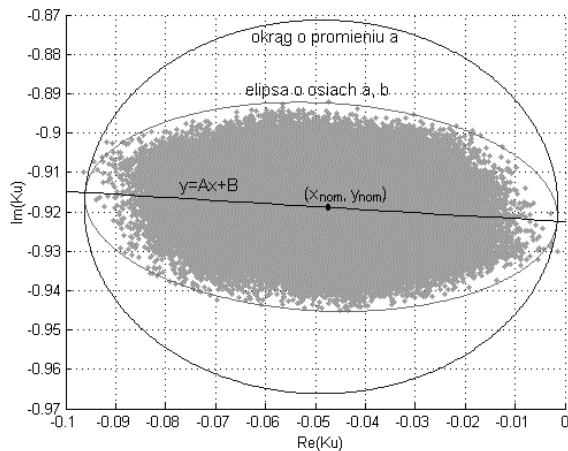
3.1. Generacja słownika uszkodzeń

W pracy [5] autor generował słownik uszkodzeń bezpośrednio z rodziny mapy pasów lokalizacyjnych (rys. 2). Mapa ta była dzielona na 256×256 pól zwanych pikselami. Każdemu pikselowi był przypisany bajt z bitami reprezentującymi uszkodzenia poszczególnych elementów. Zaletą takiego rozwiązania jest możliwość zastosowania go do samo-testowania w mikrosystemach sterowanych prostymi mikrokontrolerami, gdyż lokalizacja uszkodzenia polega wyłącznie na odczytaniu danej spod adresu składającego się z wyniku pomiaru, czyli nie są wykonywane żadne operacje arytmetyczne. Wadą jest konieczność zapamiętania takiego słownika w 64kB pamięci (dla jednej funkcji układowej), przy założeniu 8-bitowej rozdzielczości pomiaru składowych funkcji układowej.

Stąd w artykule proponuje się nowe podejście polegające na aproksymacji tego słownika, w tym: aproksymacji obszaru nominalnego elipsą i aproksymacji każdego z pasów poprzez jego „wyglądzenie”.

Podejście to narzuca przebieg algorytmu diagnostycznego dzieląc go na dwa etapy: detekcję uszkodzenia polegającą na sprawdzeniu czy punkt pomiarowy znajduje się wewnątrz elipsy i lokalizację, w przypadku wykrycia uszkodzenia, w której sprawdza się czy punkt pomiarowy zawiera się w danym pasie.

Zdecydowano się na aproksymację obszaru nominalnego elipsą, gdyż zdecydowanie dokładniej go aproksymuje niż okrąg, a ponadto jest opisana tylko dodatkowymi dwoma parametrami: mniejszą osią b i kątem nachylenia φ (rys. 3).



Rys. 3. Obszar nominalny z naniesionym okręgiem i elipsą go aproksymującą

Szukanie parametrów elipsy aproksymującej przebiega według zaproponowanego algorytmu:

- generacja metodą Monte Carlo M punktów o współrzędnych (x_m, y_m) $m=1, \dots, M$ reprezentujących obszar nominalny,
- na podstawie tych punktów wyznaczenie współczynnika A prostej aproksymacyjnej $y=Ax+B$,
- wyznaczenie kąta nachylenia prostej aproksymacyjnej – jednocześnie kąta nachylenia elipsy φ ,
- przesunięcie układu współrzędnych o kąt φ i wektor $[-x_{nom}, -y_{nom}]$, gdzie: x_{nom}, y_{nom} – współrzędne punktu nominalnego – środka elipsy,
- wyznaczenie długości osi wielkiej a i osi małej b z zależności:

$$a = \left(\max_{m=1, \dots, M} \{x_m\} - \min_{m=1, \dots, M} \{x_m\} \right) / 2, \quad (2)$$

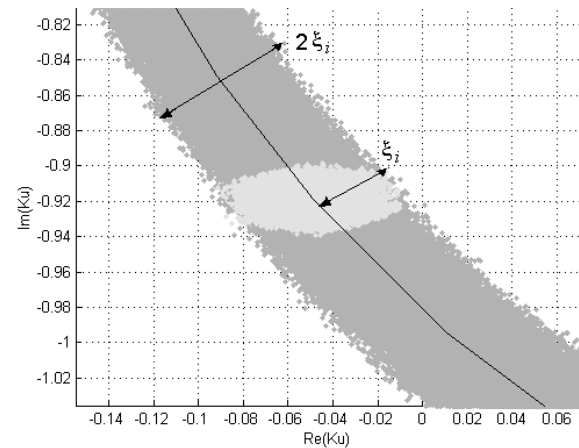
$$b = \left(\max_{m=1, \dots, M} \{y_m\} - \min_{m=1, \dots, M} \{y_m\} \right) / 2.$$

W efekcie działania przedstawionego algorytmu uzyskujemy pełny opis elipsy aproksymacyjnej: a, b

– długość wielkiej i małej osi, (x_{nom}, y_{nom}) – współrzędne środka oraz φ – kąta nachylenia.

Na podstawie badań symulacyjnych dla testowanego obiektu ($M=100000$) w każdej symulacji stwierdzono, iż więcej niż 99,97% punktów reprezentujących obszar nominalny znajduje się wewnątrz elipsy. Stąd można uznać za prawdziwe stwierdzenie: jeśli punkt pomiarowy znajduje się wewnątrz elipsy, to układ testowany jest nieuszkodzony. Na fakcie tym będzie bazował algorytm detekcji uszkodzeń.

Założono, iż każdy pas lokalizacyjny będzie aproksymowany przez krzywą identyfikacyjną (dokładniej przez zbiór punktów reprezentujących tą krzywą, jak miało to miejsce w [1,3,4]), z której powstał w wyniku jej rozmycia pod wpływem uwzględnienia tolerancji oraz przez współczynnik przynależności punktu pomiarowego do pasa lokalizacyjnego ξ_i będący połową szerokości fragmentu tego pasa zawartego w obszarze nominalnym (rys. 4).



Rys. 4. Sposób wyznaczania współczynnika przynależności punktu pomiarowego do pasa lokalizacyjnego ξ_i

Zatem współczynnik ξ_i jest maksymalną odległością pomiędzy i -tą krzywą identyfikacyjną a punktem pomiarowym, dla której punkt ten zawiera się jeszcze w i -tym pasie lokalizacyjnym, wskazując na uszkodzenie i -tego elementu.

Szukanie współczynnika ξ_i jest realizowane przez następujący algorytm:

- wprowadzenie danych opisujących elipsę: $a, b, x_{nom}, y_{nom}, \varphi$.
- obliczenie współczynnika C_i stycznej $y=C_i x + D_i$ do i -tej krzywej identyfikacyjnej w punkcie nominalnym,
- obliczenie współczynnika E_i prostej $y=E_i x + F_i$ prostopadłej do tej stycznej $E_i = -1/C_i$,
- wyznaczenie punktu przecięcia (x_i, y_i) krzywej $y=E_i x + F_i$ z elipsą aproksymacyjną na podstawie zależności:

$$\begin{cases} x_i = \frac{a \cdot b}{\sqrt{b^2 + a^2 \cdot E_i^2}}, \\ y_i = E_i^2 \cdot x_i \end{cases} \quad (3)$$

- obliczenie współczynnika ξ_i będącego odległością między punktem (x_i, y_i) a środkiem elipsy (x_{nom}, y_{nom}) .

Uzyskany zbiór współczynników $\{\xi_i\}$ $i=1, \dots, N$, (N – liczba elementów układu testowanego) jest wykorzystywany w algorytmie lokalizacji uszkodzeń.

3.2. Detekcja i lokalizacja uszkodzeń

Poniższy algorytm dokonuje detekcji i lokalizacji pojedynczych uszkodzeń parametrycznych. Można w nim wyróżnić następujące kroki:

- Wprowadzenie danych opisujących układ testowany (są to: $a, b, x_{nom}, y_{nom}, \varphi, \{\xi_i\}$ $i=1, \dots, N$, częstotliwość pomiarowa f , analityczny opis funkcji układowej w postaci kodu dla programu Matlab, który jest używany do obliczania punktów reprezentujących i -tą krzywą identyfikacyjną [1,3]) i wyniku pomiaru.
- Detekcja uszkodzenia: sprawdzenie czy punkt pomiarowy leży wewnątrz elipsy aproksymacyjnej. Jak tak to układ jest nieuszkodzony i następuje zakończenie algorytmu, w przeciwnym wypadku są wykonywane kolejne kroki.
- Obliczenie odległości d_i pomiędzy każdą krzywą identyfikacyjną a punktem pomiarowym:
 - generacja L punktów reprezentujących i -tą krzywą,
 - obliczenie odległości d_{il} pomiędzy punktami krzywej a punktem pomiarowym,
 - wyznaczenie minimalnej odległości $d_i = \min_{l=1, \dots, L} \{d_{il}\}$.
- Dla każdego i sprawdzenie czy $d_i < \xi_i$. Jak dla danego i warunek jest spełniony to i -ty element jest uszkodzony i dodaje się go do klastra uszkodzeń, jak i oblicza dla niego współczynnik lokalizacji $\kappa_i = (1 - d_i / \xi_i) \cdot 100\%$.

Ze względu na fakt wzajemnego nakładania się pasów lokalizacyjnych (rys. 2) wynik lokalizacji może wskazywać na kilka uszkodzonych elementów (klastr uszkodzeń), z których w rzeczywistości tylko jeden jest uszkodzony. Dlatego dodatkowo wprowadzono współczynnik lokalizacji κ_i określający jak blisko danej krzywej leży punkt pomiarowy. Może on być przydatny np. przy określeniu prawdopodobieństwa uszkodzenia każdego elementu z klastra uszkodzeń.

4. WNIOSKI

W artykule przedstawiono nowe podejście detekcji i lokalizacji uszkodzeń w układach z tolerancjami oparte na metodzie 2D. W szczególności do jego zalet należą:

- niewielki wymiar słownika uszkodzeń składającego się z 5 parametrów opisujących elipsę aproksymacyjną i 1 parametru dla każdego pasa lokalizacyjnego,

- dokładna aproksymacja obszaru nominalnego elipsą,
- prosty i szybki algorytm detekcji i lokalizacji uszkodzeń o niewielkiej złożoności obliczeniowej.

Zatem metoda może zostać wykorzystana jako element biblioteczny metod diagnostycznych stosowanych w testerach pakietów elektronicznych. Dodatkowo wymienione zalety, zwłaszcza niewielki słownik uszkodzeń i prosty obliczeniowo algorytm diagnostyczny, rokują możliwość wykorzystania jej w praktyce do samo-testowania części analogowych mieszanych sygnałowo mikrosystemów sterowanych mikrokontrolerami lub mikroprocesorami sygnałowymi.

LITERATURA

- [1] Czaja Z., Zielonko R.: *On fault diagnosis of analogue electronic circuits with accessibility to internal nodes based on transformations in multidimensional spaces*. In proc. of XVII IMEKO World Congress, June 22–27, 2003, Dubrovnik, Croatia CD-ROM str. 1493-1497.
- [2] Martens G., Dyck J.: *Fault identification in electronic circuit with the aid of bilinear transformation*, IEEE Trans. on Reliability, No2, May 1972, str. 99-104.
- [3] Czaja Z., Zielonko R.: *Fault diagnosis in electronic circuits based on bilinear transformation in 3D and 4D spaces*. IEEE Trans. on Instrumentation and Measurement, February 2003, Vol. 52, No.1, str. 97-102.
- [4] Czaja Z., Zielonko R.: *New methods of fault diagnosis in electronic circuits based on bilinear transformation in multidimensional spaces*, Metrology and Measurement Systems, Vol. VIII. Number 3, PWN Warsaw 2001, str. 251-262.
- [5] Czaja Z.: *A self-testing approach to testing of mixed analog-digital microsystems based on microcontrollers*. In proc. of XVII IMEKO World Congress, June 22–27, 2003, Dubrovnik, Croatia, CD-ROM str. 742-745.



Zbigniew CZAJA urodził się w Człuchowie w 1970 roku. W 1995 roku ukończył studia na Wydziale Elektroniki, Telekomunikacji i Informatyki Politechniki Gdańskiej, gdzie w 2001 roku obronił doktorat z elektroniki. Obecnie jest adiunktem na Politechnice

Gdańskiej. Zajmuje się diagnostyką układów elektronicznych, mikrosystemami elektronicznymi i mikrokontrolerami.

ODWZOROWANIE PROCESU SPALANIA W SYGNALE DRGANIOWYM TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

Bartosz CZECHYRA, Grzegorz SZYMAŃSKI, Franciszek TOMASZEWSKI

Instytut Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej,
Zakład Pojazdów Szynowych
ul. Piotrowo 3, 60-695 Poznań,
Tel: (+48-061) 665-20-23, Fax: (+48-061) 665-22-04
Bartosz.Czechyra@doctorate.put.poznan.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono istotę wykorzystania diagnostyki wibroakustycznej do oceny procesu spalania w tłokowym silniku spalinowym o zapłonie samoczynnym. W pracy przedstawiono wyniki badań związku pomiędzy jakością procesu spalania odwzorowywanym zmianami ciśnienia w cylindrze a sygnałem drganiowym rejestrowanym na głowicy silnika badawczego.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, proces spalania, diagnostyka drganiowa

PROJECTION OF COMBUSTION PROCESS IN VIBRATION SIGNAL OF DIESEL ENGINE

Summary

Article includes an essence of using vibrations' parameters for assessment of combustion process in Diesel engine. The paper shows results of research a connection between changes combustion pressure inside cylinder and vibration of engine's head.

Keywords: internal combustion engine, combustion process, vibration diagnostics

1. WSTĘP

Silnik spalinowy, jako źródło napędu urządzeń stacjonarnych oraz środków transportu zawdzięcza swoją techniczną i technologiczną ewolucję dynamicznemu rozwojowi motoryzacji oraz nauk związanych z konstrukcją maszyn. W związku z postępem w metalurgii, inżynierii materiałowej oraz trybologii osiągnięto bardzo wysoki poziom trwałości i niezawodności samej konstrukcji silnika spalinowego. Dalszy jego rozwój jest uwarunkowany względami poza materiałowymi.

Rzeczony silnik spalinowy jest stymulowany dwoma aspektami eksploatacyjnymi:

1. Rosnącymi wymaganiami, co do minimalizacji uciążliwości transportu dla środowiska (emisja związków toksycznych) [4],
2. Ograniczeniami energochłonności obiektów technicznych na etapie eksploatacji (ograniczone zasoby nieodnawialnych paliw kopalnych) [1].

Oba uwarunkowania wskazują na konieczność opracowania skutecznych metod sterowania przebiegiem pierwotnego procesu silnikowego, jakim jest spalanie paliwa w cylindrze, a także opracowania technik dynamicznej oceny tego procesu.

2. PROCES SPALANIA PALIWA W SILNIKU O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

Proces spalania paliwa w cylindrze jest wielofazowym i bardzo skomplikowany procesem fizykochemicznym.

Specyfiką silnika o zapłonie samoczynnym jest tworzenie mieszanki paliwowo-powietrznej wewnątrz cylindra [2]. Do sprężonego powietrza zostaje wtrysnięta odpowiednia dawka paliwa tworząc ładunek palny. Pomiędzy momentem rozpoczęcia wtrysku paliwa a zainicjowaniem procesu spalania upływa czas τ_f zwany czasem opóźnienia zapłonu (lub indukcji samozapłonu), a który może być opisany następującym równaniem 1[7]:

$$\tau_s = \tau_f + \tau_{ch} \quad (1)$$

gdzie:

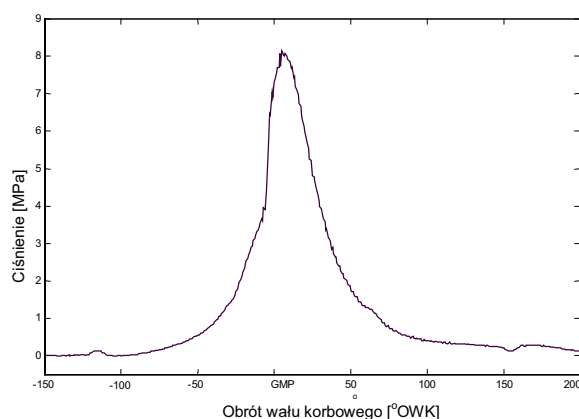
- τ_s – czas opóźnienia samozapłonu,
- τ_f – część fizyczna czasu opóźnienia samozapłonu,
- τ_{ch} – część chemiczna czasu opóźnienia samozapłonu.

Część fizyczna czasu opóźnienia samozapłonu paliwa τ_f to okres, w którym formowana przez wtryskiwacz struga paliwa rozpada się na pojedyncze krople tworząc mgłę paliwową. W wyniku intensywnego mieszania się z gorącym powietrzem

paliwo częściowo odparowuje tworząc niejednorodną mieszaninę palną, której parametry termodynamiczne osiągają poziom aktywacji procesu utleniania węglowodorów.

Na skutek procesów fizycznych związanych z dostarczeniem ładunkowi palnemu energii aktywacji, następuje uwolnienie wolnych rodników i zainicjowanie procesu spalania w wielu miejscach jednocześnie. Jest to część chemiczna czasu opóźnienia samozapłonu τ_{ch} .

Po upływie czasu τ_s następuje pierwsza faza spalania mieszanki paliwowo-powietrznej – fazą spalania płomieniowego, która przebiega bardzo gwałtownie (spalanie kinetyczne) [3]. Efektem tego jest nagły wzrost temperatury i ciśnienia w cylindrze warunkujący dalszą część przebiegu procesu utleniania paliwa (spalanie dyfuzyjne). Efektem realizacji procesu spalania jest wzrost ciśnienia czynnika roboczego w cylindrze a tym samym wygenerowanie siły gazodynamicznej oddziałującej na denko tłoka. Siła ta poprzez układ korbowo-tłokowy przenoszona jest na wał korbowy. Przykładowy przebieg ciśnienia w cylindrze silnika spalinowego o ZS przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Przebieg ciśnienia spalania w cylindrze silnika spalinowego o ZS

Z wykresu przebiegu ciśnienia spalania (rys. 1) można odczytać początek spalania mieszanki. Duży przyrost ciśnienia przed GMP świadczy o przebiegu kinetycznej fazy spalania. Wygenerowany w ten sposób impuls ciśnienia czynnika roboczego w cylindrze pobudza do drgań strukturę silnika – szczególnie głowicę. Czas trwania impulsu oraz jego amplituda zależy od czasu opóźnienia samozapłonu, czyli od chwilowych warunków panujących w cylindrze.

Zakładając stałe warunki przebiegu fazy chemicznej czasu opóźnienia zapłonu, silnie związanej z jakością paliwa, główną rolę na przebieg fazy kinetycznego spalania będzie miało przygotowanie mieszanki. Oznacza to, że kluczową rolę dla dynamiki przyrastania ciśnienia w cylindrze, a w konsekwencji obciążenia układu korbowo-tłokowego, ma sprawność układu wtryskowego – głównie wtryskiwacza.

Postanowiono więc zbadać związki pomiędzy procesem spalania odzworowanymi zmianami ciśnienia w cylindrze a drganiami głowicy silnika spalinowego.

3. OBIEKT BADAŃ

Badania nad odzworowaniem procesu spalania w sygnale drgań głowicy silnika spalinowego zostały przeprowadzone na silniku badawczym o zapłonie samoczynnym SB3.1.

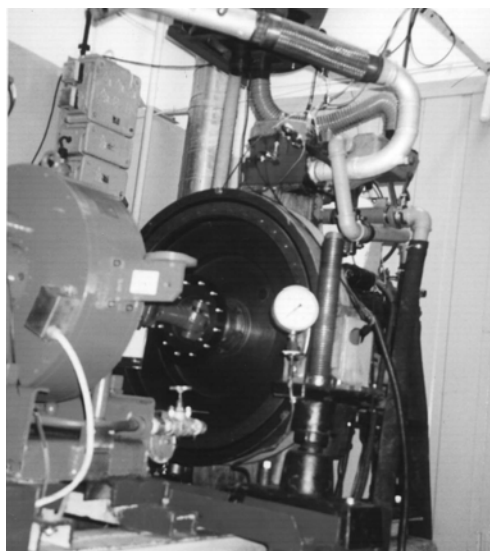
Wybrano ten silnik ze względu na podobieństwa konstrukcyjne pomiędzy SB3.1 a docelowym obiektem badań silnikiem kolejowym. Cechami wspólnymi są: bezpośredni wtrysk paliwa, toroidalna komora spalania umieszczona w tłoku, indywidualna głowica, podobny zakres użytecznych prędkości obrotowych. Widok silnika SB3.1 na stanowisku badawczym zamieszczono na rysunku 2.

Badania zostały przeprowadzone w dwudziestu jeden punktach pracy silnika SB3.1. Punkty pracy silnika wyznaczone są przez prędkości obrotowe wału korbowego oraz odpowiednie obciążenia wartości obciążenia mechanicznego. Pozwoliło to zarejestrować efekty pracy silnika wyznaczających siatkę obciążeń częściowych i maksymalnych.

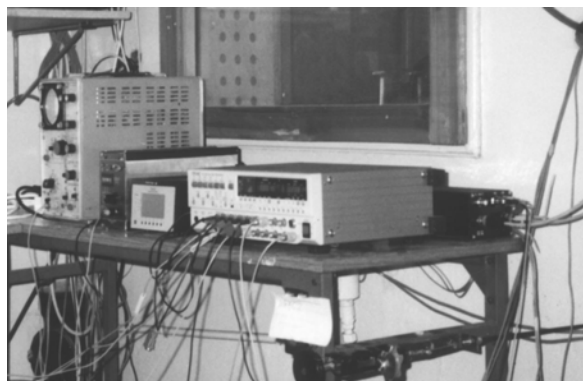
Sygnal przyspieszeń drgań rejestrowany na głowicy był analizowany w paśmie do 3 Hz do 6 kHz.

Dla identyfikacji procesów zachodzących w silniku oraz faz rozrządu, rejestracji podlegały również sygnały znacznika kąta obrotu wału korbowego z rozdzielczością jednego obrotu oraz jednego stopnia obrotu wału korbowego ($^{\circ}$ OWK).

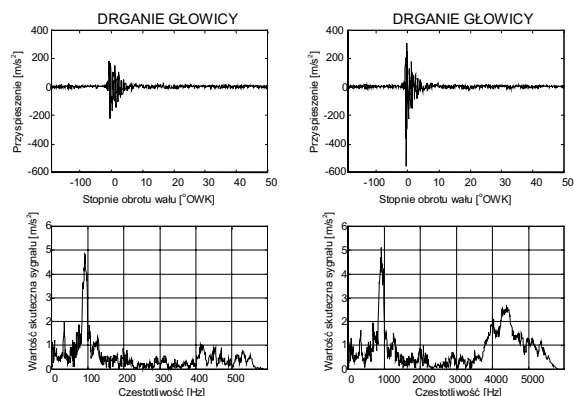
Wygląd silnika badawczego na stanowisku hamowni silnikowej zamieszczono na rysunku 2 a zestaw pomiarowy na rysunku 3.



Rys. 2. Silnik SB3.1 na stanowisku badawczym



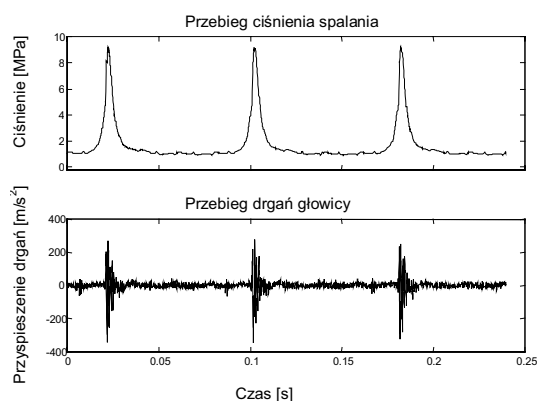
Rys. 3. Zestaw pomiarowy użyty w badaniach silnika spalinowego SB3.1



Rys. 5. Odzworowanie przykładowych cykli spalania w sygnale drganiowym (stałe warunki pracy silnika)

4. ANALIZA WYNIKÓW I WNIOSKI

Na rysunku 4 przedstawiono przebieg sygnału drgań głowicy w kierunku pionowym prostopadle do denka tłoka oraz ciśnienia w cylindrze.



Rys. 4. Przebieg sygnałów ciśnienia spalania i drgań głowicy

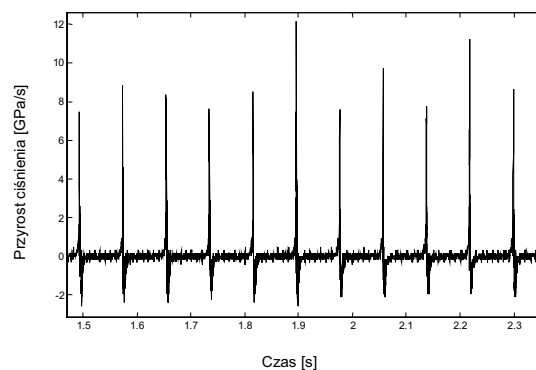
Porównując przebiegi obu wielkości zauważono, że przy stałych warunkach pracy silnika przebiegi ciśnienia w poszczególnych cyklach nie różnią się od siebie więcej niż 5%. Natomiast w przypadku odpowiadającym im przebiegom drgań zmiany są bardzo istotne. Przykładowe zestawienie dwóch cykli roboczych przy stałych warunkach pracy silnika pokazano na rysunku 5.

Dokonując analizy poszczególnych cykli pracy silnika stwierdzono znaczne różnice w ich realizacji. Różnice dotyczą maksymalnych amplitud sygnału analizowanego w dziedzinie czasu (nawet dwukrotnie większe) oraz składowych sygnału. Analiza widmowa obu sygnałów drgań głowicy (rysunek 5) wykazała, że:

- dominująca składowa sygnału jest związana z częstotliwością drgań własnych głowicy (ok. 1kHz),
- udział składowych wysokoczęstotliwościowych w sygnale jest zmienny,
- charakter drgań pozostaje niezmienny.

Zauważone różnice pomiędzy poszczególnymi realizacjami procesów spalania i ich odzworowaniem w sygnale drgań należy tłumaczyć różnicami w pobudzeniu głowicy do drgań. Różnice wynikają z małej powtarzalności przebiegu pierwszej fazy spalania – spalania kinetycznego.

Czas trwania impulsu ciśnienia oraz jego amplituda zależy od warunków pracy silnika. Niepowtarzalność przyrostu ciśnienia ($dp/d\alpha$) w kolejnych cyklach pracy jest powodowana zmienną prędkością obrotową wału korbowego oraz wahaniami obciążenia mechanicznego i cieplnego silnika [6]. Przykładowe przebiegi przyrostów ciśnienia w cylindrze przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Przykładowe przebiegi przyrostów ciśnienia spalania w silnika SB3.1

Niepowtarzalność poszczególnych cykli pracy silnika spalinowego sprawia, że istnieje konieczność uśrednienia sygnału pochodzącego od poszczególnych cykli pracy. Sposób uśrednienia sygnału (w dziedzinie czasu czy częstotliwości) oraz kryterium oceny reprezentatywności uzyskanego przez uśrednienie sygnału drgań wymaga dalszych badań.

Szczegółowym badaniom należy również poddać wpływ stanu regulacji oraz typowych uszkodzeń wtryskiwacza na sygnał drganiowy silnika spalinowego. Wymienione elementy będą realizowane w kolejnych etapach pracy nad diagnostyką drganiową procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym.

LITERATURA

- [1] Gronowicz J., Ochrona środowiska w transporcie lądowym, Zapol Szczecin 1996.
- [2] Kasedorf J., zasilanie wtryskowe olejem napędowym, WKiŁ Warszawa 1990.
- [3] Kowalczyk M., Wybrane zagadnienia wymiany ciepła w silnikach wysokoprężnych - wymiana przez promieniowanie, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2000
- [4] Merkisz J., Tendencje rozwojowe silników spalinowych, Silniki Spalinowe nr1/2004 (118).
- [5] Serdecki W., Badania układów silników spalinowych: laboratorium, Wydaw. Politechniki Poznańskiej, Poznań 2000
- [6] Wajand J. Pomiary szybkozmiennych ciśnień w maszynach tłokowych, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne Warszawa 1974.
- [7] Zabłocki M., Wtrysk i spalanie paliwa w silnikach wysokoprężnych, WKiŁ Warszawa 1976.

EFEKTYWNOŚĆ PROCESÓW DIAGNOSTYCZNYCH OBIEKTÓW TECHNICZNYCH W PRZEDSIĘBIORSTWACH SEKTORA ENERGETYCZNEGO

Grażyna DĄBROWSKA-KAUF

Politechnika Wroclawska, Instytut Energoelektryki
pl. Grunwaldzki 13, 50-370 Wrocław, e-mail: kauf@poczta.wp.pl

Streszczenie

Informacje o kosztach poszczególnych działań, związanych z diagnostyką obiektów technicznych w obszarach: produkcji, przesyłu i dystrybucji energii elektrycznej, mają bezpośredni wpływ na efektywność zarządzania przedsiębiorstwami sektora energetycznego. Podejście do rozwiązania problemów diagnostyki technicznej w tych przedsiębiorstwach na drodze wykorzystania rachunku kosztów działań - metody ABC- instrumentu controllingu, łączy w sobie aspekty techniczne i ekonomiczne. Pozwala na ocenę efektywności działań diagnostycznych i daje możliwość wprowadzenia działań korygujących.

Słowa kluczowe: sektor energetyczny, rachunek kosztów działań, metoda ABC, diagnostyka, obiekt

EFFICIENCY OF DIAGNOSTIC PROCESSES OF TECHNICAL OBJECTS IN ENTERPRISES OF THE POWER ENGINEERING SECTOR

Summary

Information about costs of specific activities, connected with diagnostic of technical objects in the areas of electric energy production, transfer and distribution, have a big influence on efficiency of managing in the enterprises in the power engineering sector. Approach to solve the technical diagnostics problems in these enterprises using the activity based costing - ABC method - an instrument of controlling - combines the technical and economical aspects of these problems. It allows to rate the efficiency of diagnostic activities and it makes it possible to introduce corrections.

Keywords: power engineering sector, activity based costing, ABC method, diagnostics, object

1. WSTĘP

Zwiększająca się konkurencja, wzrost automatyzacji procesów produkcyjnych w przedsiębiorstwach sektora energetycznego spowodowały zauważalne zmiany w strukturze kosztów przedsiębiorstw, polegające na znacznym wzroście kosztów pośrednich i ogólnych w stosunku do kosztów bezpośrednich. Spowodowało to, że przedsiębiorstwa branży energetycznej są zainteresowane metodami rozliczenia kosztów, dostarczającymi dokładne informacje na temat kosztów i efektywności procesów, z którymi ich powstanie ściśle się wiąże. Rachunek kosztów działań (Activity Based Costing) to metodologia pomiaru kosztów i efektów procesów, zasobów oraz obiektów kosztów [3]. Metodę ABC można z powodzeniem stosować również do oceny efektywności procesów (działań) diagnostycznych obiektów technicznych w przedsiębiorstwach sektora energetycznego.

2. RACHUNEK KOSZTÓW DZIAŁAŃ W DIAGNOSTYCE TECHNICZNEJ

Zastosowanie rachunku kosztów ABC w diagnostyce technicznej przedsiębiorstwa, umożliwi

uzyskanie informacji o kosztach poszczególnych działań w procesie diagnostyki i przyczynach ich powstawania. Dla zarządzania kosztami diagnostyki technicznej kierownicy wydziałów, mistrzowie, brygadziści i inni, powinni nauczyć się zarządzać przyczynami powstawania kosztów. W obszarze księgowości firmy wdrażającej metodę ABC należy wziąć pod uwagę przeorganizowanie i uszczegółowienie informacji o kosztach. Rachunek kosztów działań dostarcza większej liczby informacji niż tradycyjny system rachunku kosztów

3. ETAPY RACHUNKU KOSZTÓW DZIAŁAŃ DIAGNOSTYCZNYCH

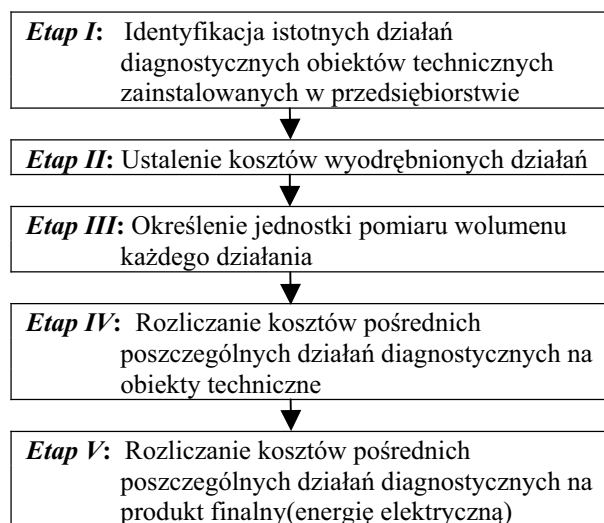
Podstawą koncepcji rachunku kosztów działań diagnostyki technicznej jest postrzeganie przedsiębiorstwa energetycznego nie przez schemat organizacyjny związany z wyróżnieniem wydziałów, pionów itp., ale przez działania diagnostyczne niezbędne do zapewnienia stanu zdatności obiektom technicznym, czyli zdolności do spełniania wymagań funkcjonalnych i zapewnienia bezpieczeństwa pracy, a zatem otrzymanie produktu finalnego w postaci energii elektrycznej w wyniku

procesów: wytwarzania, przesyłania, rozdzielania i odbioru, w zależności od specyfiki przedsiębiorstwa. -W działaniach diagnostycznych (procesach) zużywane są różnorodne zasoby, czego wyrazem są koszty materiałowe, robocizny, energii itd.

Misją działania przedsiębiorstw energetycznych jest przede wszystkim zapewnienie bezpieczeństwa energetycznego w kraju. Warunkiem jej wypełnienia jest poprawna praca obiektów elektroenergetycznych, a zatem utrzymanie ich w stanie technicznym odpowiadającym stanowi sprawności. Zatem diagnostyka techniczna pełni w tym procesie podstawowe zadanie. W tym celu ponoszone są koszty pośrednie w przedsiębiorstwie i udział ich w kosztach całkowitych przedsiębiorstw jest duży i stale wykazuje tendencję rosnącą - z tego powodu ich kontrola i analiza jest bardzo ważna. W zarządzaniu diagnostyką techniczną obiektów elektroenergetycznych można wykorzystać koncepcję rachunku kosztów działań (activity based costing-ABC), ponieważ zapewnia ona powiązanie kosztów z przyczynami ich powstawania i w efekcie doprowadzi do skutecznego rozwiązania problemów związanych z działaniami diagnostycznymi i ich racjonalizacją [2].

4. ETAPY RACHUNKU KOSZTÓW DZIAŁAŃ DIAGNOSTYCZNYCH

Podstawą koncepcji rachunku kosztów działań diagnostycznych jest postrzeganie przedsiębiorstwa energetycznego nie przez schemat organizacyjny związany z wyróżnieniem wydziałów, pionów itp., ale przez działania niezbędne do zapewnienia niezawodności obiektom technicznym, czyli zdolności do spełniania wymagań funkcjonalnych i bezpieczeństwa, gwarantujących otrzymanie produktu finalnego w zależności od przedsiębiorstwa w postaci energii elektrycznej: wytwarzanej, przesyłanej, rozdzielanej i odbieranej



Rys. 1. Etapy rachunku kosztów działań diagnostycznych

Przykładem działań diagnostycznych mogą być działania związane z diagnostyką techniczną np. transformatorów energetycznych, linii kablowych, maszyn wirujących itp.[1,2]

W działaniach tych (procesach) zużywane są różnorodne zasoby, czego wyrazem są koszty: materiałowe, robocizny, energii itd. Według koncepcji ABC działania są przyczynami powstawania kosztów i ich właściwe wyodrębnienie w przedsiębiorstwie, z uwzględnieniem jego specyfiki, stanowi punkt wyjścia do zastosowania kalkulacji opartej na działaniach w obszarze diagnostyki technicznej. Na rys.1 przedstawiono kolejne etapy rachunku kosztów działań w zarządzaniu diagnostyką obiektów technicznych.

5. IDENTYFIKACJA ISTOTNYCH DZIAŁAŃ DIAGNOSTYCZNYCH W PRZEDSIĘBIORSTWIE

Informacja o kosztach w systemie finansowo-księgowym przedsiębiorstwa porządkuje ponoszone koszty w dwóch podstawowych wymiarach: rodzajowym (w podziale na: amortyzację, wynagrodzenie, materiały, energię itd.) i podmiotowym (w przekroju zakładów, wydziałów, oddziałów, brygad itd.). Każda pozycja kosztowa w systemie finansowo-księgowym przedsiębiorstwa jest więc określona pod względem rodzaju i podmiotu. W systemie ABC informacje o kosztach są zbierane w przekroju wyróżnionych działań i wymagają przeorganizowania informacji o kosztach z systemu finansowo-księgowego. W systemie ABC koszty zebrane według podmiotów muszą zostać ujęte w przekroju działań, a następnie w przekroju obiektów kosztowych. Aby ująć koszty w przekroju działań, należy je wyodrębnić. W obszarze niezawodności obiektów technicznych w przedsiębiorstwach sektora energetyki w celu wyodrębnienia wszystkich istotnych działań z punktu widzenia ABC należy dokonać analizy procesów gospodarczych w przedsiębiorstwie i zebrać informacje od kierowników poszczególnych podmiotów, którzy uczestniczą w działaniach związanych z utrzymaniem niezawodności obiektów technicznych, korzystają z tych działań i proponują najbardziej prawidłową podstawę rozliczenia kosztów działań.

6. USTALANIE KOSZTÓW WYODRĘBNIONYCH DZIAŁAŃ DIAGNOSTYCZNYCH

Po wyodrębnieniu w etapie pierwszym poszczególnych działań, każdemu z nich przyporządkowuje się koszty w postaci pól kosztowych. Aby otrzymać dokładny podział kosztów pomiędzy wyróżnione działania należy dokonać analizy informacji zgromadzonych w tradycyjnym systemie finansowo-księgowym w trzech aspektach: globalnym, podmiotowym, działań. W ten sposób dokonuje się przyporządkowania kosztów bezpośrednich działań i pozostałych kategorii kosztów poszczególnym

działaniom. W momencie, kiedy zostaną ustalone koszty poszczególnych działań w obszarze diagnostyki w przedsiębiorstwie, można dokonać analizy w aspekcie zarządzania diagnostyką w przedsiębiorstwie w aspekcie kosztów, choćby ze względu na to, że znajomość całkowitych kosztów związanych z diagnostyką obiektów technicznych generowanych przez liczne podmioty wewnętrzne w przedsiębiorstwie pozwala na podjęcie działań w celu ich optymalizacji.

7. JEDNOSTKI POMIARU WOLUMENU DZIAŁANIA DIAGNOSTYCZNEGO

Zidentyfikowane działania diagnostyczne i znaczone koszty poszczególnych działań w przedsiębiorstwie są przydatne dla celów kalkulacji kosztów produktu finalnego przedsiębiorstwa, opartej na działaniach. Wyróżnienie działań z punktu widzenia kalkulacji kosztów produktu nie musi być tak szczegółowe jak dla potrzeb zarządzania diagnostyką. W związku z tym należy przeanalizować, czy i ewentualnie jakie działania mogą być połączone dla celów kalkulacji kosztów produktu. W tym celu należy uwzględnić, że podczas łączenia działań dla celów kalkulacji koszty zebrane w połączonych pulach kosztów będą rozliczane na produkty, tak więc łączenie pul kosztów różnych działań może odbywać się pod warunkiem, że nowo utworzona pula kosztów będzie miała jeden nośnik kosztów. Zatem bardzo ważnym zagadnieniem jest ustalenie miary, czyli podstawy rozliczania zgromadzonych w pulach kosztowych działań na produkty korzystające z tych działań. Rozliczenie kosztów pośrednich poszczególnych działań na produkty wymaga ustalenia stawki kosztów określonych działań i kosztów tych działań obciążających poszczególne rodzaje produktów.

W celu obliczenia stawki kosztów każdego działania z wyróżnionych działań należy podzielić koszty każdego działania przez liczbę jednostek pomiaru każdego działania. Koszty danego działania obciążające dany produkt mogą być obliczone jako stawki kosztów działania i liczby jednostek danego działania, przypadających na tworzenie danego produktu. Koszty pośrednie związane z obszarem diagnostyki technicznej przypadające na produkt są więc sumą kosztów poszczególnych działań przypadających na ten produkt.

8. PRZYKŁAD KALKULACJI KOSZTÓW DZIAŁAŃ DIAGNOSTYCZNYCH W RACHUNKU ABC

W przykładzie założono, że spółka dystrybucyjna w celu realizacji zadania jakim jest rozdzielanie energii elektrycznej pomiędzy odbiorców użytkuje dwa transformatory energetyczne. W tym przypadku proces gospodarczy w spółce związany z działaniami diagnostycznymi polega na zapewnieniu zdadności transformatorów energetycznych do rozdziału zapotrzebowanego przez odbiorców wolu-

menu energii elektrycznej. Zarządzanie diagnostyką w ujęciu kosztowym ABC, polega na identyfikacji poszczególnych kosztów działań w ujęciu kalkulacyjnym na poszczególne obiekty techniczne - transformatory i produkt finalny - rozdzieloną energię elektryczną - oraz analizie przyczyn powstawania kosztów, w celu podjęcia decyzji oddziaływujących na ich wysokość, przyjmując jako kryterium zasadność ich ponoszenia.

Każdy transformator energetyczny stanowi oddzielny obiekt techniczny i może podlegać następującym działaniom diagnostycznym: badaniu oleju, pomiarowi oporności izolacji R300, pomiarowi współczynnika absorpcji R60/R15, pomiarowi współczynnika stratności tg δ , analizie chromatograficznej gazów zawartych w oleju, badaniu wyładowań niezupełnych, analizie wibroakustycznej, badaniu przełączników podobciążeniowych. Poszczególne transformatory były objęte wyróżnionymi działaniami diagnostycznymi. Jako jednostkę pomiaru wolumenu działań diagnostycznych - przyjęto zlecenie i określono liczbę zleceń wystawionych dla poszczególnych transformatorów energetycznych na dany rodzaj działania diagnostycznego. Na tej podstawie można wyznaczyć łączną liczbę wykonanych zleceń na poszczególne działania diagnostyczne dotyczących obu transformatorów i określić bezwzględny i względny udział poszczególnych działań diagnostycznych. W kalkulacji kosztów w obszarze diagnostyki technicznej w spółce dystrybucyjnej należy koszty działań diagnostycznych rozliczyć na podstawie przedstawionej analizy działań na poszczególne obiekty techniczne, czyli osobno na każdy transformator energetyczny. Jeżeli jednak do kalkulacji kosztów diagnostyki transformatorów wykorzystano by system kosztów tradycyjnych, to rozliczenie kosztów pośrednich diagnostyki mogłoby nastąpić proporcjonalnie do wielkości rozdzielanej energii przez poszczególne transformatory energetyczne. Można również określić bezwzględny i względny udział energii elektrycznej rozdzielanej w wyniku użytkowania każdego z osobna transformatora. Na podstawie analizy działań diagnostycznych należy ustalić koszty pośrednie w rozbiciu na poszczególne działania i na tej podstawie wyznaczyć stawkę kosztów poszczególnych działań diagnostycznych w wymiarze zł./na 1 zlecenie. W wyniku zastosowania stawek kosztów działań diagnostycznych i znajomości liczby wykonanych zleceń w ramach wyróżnionych działań diagnostycznych dla każdego transformatora można wyznaczyć koszty pośrednie - diagnostyki technicznej przypadające na dany transformator. Wykorzystując znajomość wielkości rozdzielanej energii elektrycznej za okres prowadzonych działań diagnostycznych przez dany transformator, można wyznaczyć wielkość kosztów pośrednich diagnostyki technicznej przypadający na 1 kWh energii rozdzielanej podczas użytkowania danego transformatora [zł./kWh]

W wyniku obliczeń kosztów-pośrednich działań diagnostycznych transformatora pierwszego i drugiego i ich porównania, jeśli na przykład

okazałyby się, że koszty analizy chromatograficznej gazów zawartych w oleju transformatora pierwszego są znaczne wyższe niż transformatora drugiego to należy ustalić przyczynę ich powstania i przeanalizować celowość ich ponoszenia. Także udział kosztów diagnostyki w wolumenie rozdzielonej energii elektrycznej przez dany transformator mówi o efektywności ich ponoszenia. Należałoby podjąć działania w tym przypadku prowadzące do ich zmniejszenia.

9. WNIOSKI

Kalkulacji kosztów działań diagnostycznych w rachunku ABC pozwala na uwzględnienie potrzeb indywidualnych poszczególnych uczestników procesu zarządzania diagnostyką w przedsiębiorstwie jak i strategicznych decydentów. Jest to możliwe poprzez łączenie pul kosztowych, działań diagnostycznych dotyczących pojedynczych urządzeń w koszty diagnostyki technicznej w ujęciu globalnym. Jednocześnie na podstawie metody ABC może oceniać i kontrolować kadrę odpowiedzialną za racjonalne kształtowanie kosztów diagnostyki w relacji z ich wskaźnikami dyspozycyjności. Potrzeba należytego uwzględnienia problematyki kosztów pośrednich związanych z działaniami gospodarczymi związanymi z zarządzaniem diagnostyką obiektów technicznych wynika z zapotrzebowania kierownictwa przedsiębiorstw energetycznych na informacje dotyczące podejmowanych decyzji (ocena rentowności czy efektywności gospodarowania ośrodków odpowiedzialności za utrzymanie zdatności urządzeń elektroenergetycznych), jak i informacje umożliwiające motywowanie i kontrolę kierowników na różnych szczeblach zarządzania diagnostyką w przedsiębiorstwie. W obszarach produkcji, przesyłu i dystrybucji energii elektrycznej informacja o kosztach poszczególnych działań związanych z obszarem diagnostyki są niezwykle istotne w świetle wspierania przez Komisję Europejską działań na rzecz zwiększenia efektywnego wykorzystania energii, w celu zwiększenia bezpieczeństwa energetycznego w państwach członkowskich. Koszty pośrednie działań diagnostycznych są uwzględniane w taryfach energii elektrycznej i powinny budzić zainteresowanie wśród odbiorców energii. Koszty tych działań w przedsiębiorstwach sektora energetyki mogą stanowić bazę oceny efektywności działalności gospodarczej w warunkach konkurencji i stanowić możliwość wczesnego wprowadzenia działań korygujących. W artykule na przykładzie zaprezentowano możliwość wykorzystania rachunku kosztów działań ABC w zarządzaniu diagnostyką transformatorów energetycznych. Podejście do rozwiązania problemów zarządzania diagnostyką na drodze wykorzystania instrumentów controllingu- metody ABC, łączy w sobie aspekty techniczne i ekonomiczne i wychodzi na przeciw oczekiwaniom związanym z wdrażaniem nowoczesnych systemów zarządzania przedsiębiorstwami w sektorze energetyki. Ma to istotne znaczenie ,gdyż po wstąpieniu Polski do

krajów wspólnoty na rynku energii elektrycznej zaostrzy się walka konkurencyjna wśród jego uczestników. Konkurencja podmiotów gospodarczych jest cechą gospodarki wolnorynkowej. Przewagą konkurencyjną przedsiębiorstwo może uzyskać realizując strategię kosztową, która zapewnia duży udział w rynku ze względu na niskie ceny. Funkcja lidera kosztowego w grupie strategicznej sektora energetycznego zapewni przedsiębiorstwu osiągnięcie zaplanowanego wyniku finansowego, umożliwiające utrzymanie odpowiedniej pozycji na rynku konkurencyjnym, i zapewni środki finansowe nie tylko na bieżącą działalność lecz i w przyszłości. gdyż te przedsiębiorstwa, które umocnią swoją pozycję na drodze lidera kosztowego mają zagwarantowaną egzystencje gospodarczą i rozwój.

LITERATURA

- [1] G. Dąbrowska-Kauf, Controlling in management of technical facilities reliability in enterprises of the power engineering sector, Safety and reliability international conference, Gdynia, 2003
- [2] G. Dąbrowska-Kauf, Diagnostyka techniczna w gospodarce remontowej urządzeń elektroenergetycznych, Zeszyty naukowe nr 68: Obsługiwanie maszyn i urządzeń okrętowych, Wyższa Szkoła Morska, Szczecin 2003
- [3] Vollmuth H., Controlling instrumenty od A do Z, Agencja wydawnicza Placet, Warszawa, 1995.



Dr Grażyna Dąbrowska-Kauf jest adiunktem w Instytucie Energoelektryki Politechniki Wrocławskiej. Jej zainteresowania naukowe-badawcze koncentrują się w obszarze diagnostyki technicznej i eksploatacji urządzeń elektroenergetycznych, zarządzania finansami w przedsiębiorstwach sektora energetycznego, rynku energii elektrycznej. Jest autorem i współautorem kilkudziesięciu publikacji.

WYKORZYSTANIE SYMPTOMÓW NIELINIOWYCH W DIAGNOSTYCE TECHNICZNEJ

Zbigniew DĄBROWSKI

Instytut Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej
Narbutta 84, 02-524 Warszawa, fax: 22 660 86 22, zdabrow@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

Podstawowy problem diagnostyczny, którym jest znalezienie zależności pomiędzy obserwowanym sygnałem a parametrami stanu, może być rozwiązany przy użyciu różnego rodzaju modeli diagnostycznych. Najpopularniejszy sposób polegający na opisie dystrybucji energii nie jest możliwy w sytuacjach gdy zmianie postaci widma nie towarzyszy zmiana energii sygnału. W takich przypadkach miarą diagnostyczną mogą być właściwie interpretowane zjawiska nieliniowe. W referacie przedyskutowano różne aspekty tego problemu, szczególnie uwzględniając przypadek gdy system w początkowym okresie życia jest liniowy a w trakcie eksploatacji pojawiają się i zwiększają efekty nieliniowe.

Słowa kluczowe: efekty nieliniowe, modele symulacyjne, diagnostyka maszyn

THE USE OF NONLINEAR SYMPTOMS IN TECHNICAL DIAGNOSTICS

Summary

In vibroacoustic diagnostics the basis problem is to find a symptom which can guarantee the possibility of making conclusions about the state of an object with high reliability. Such a symptom can result from the assumption that energy dissipation increases during the wear and tear, and that the energy of parasitic vibroacoustic process is proportional to general dissipation of energy. But when the growth of the vibration level and noise level (in whole noticeable spectrum or in selected bandwidth) is not proportional to the wear, this doesn't mean yet that vibroacoustic process is not sensitive to it.

Author discusses a postulate that the intensity of nonlinear effects increases during a machine's operating time, and try to look for a measure defining the deviation from the linear model. For this purpose he uses the signal-model relationship, which assumes that nonlinear phenomena are so weak, that it is possible to accept additive nonlinear „correction” to the linear model. Author analyses the problem of expansion of defects when the initial state of an object is described with sufficient precision by linear model and during wear process the nonlinear effects increase.

Keywords: nonlinear effects, simulation models, machine diagnostic

1. WSTĘP

W badaniach diagnostycznych przy poszukiwaniu jednoznacznego odwzorowania stan \leftrightarrow symptom istnieje zawsze problem wyboru modelu matematycznego rzutującego w sposób istotny na dalszą procedurę obserwacji i wnioskowania. Różne są potrzeby modelowe w zależności od celu diagnozy [1, 3]. Innym rodzajem opisu zajmuje się badacz chcący prognozować czas dalszej bezpiecznej pracy systemu z wysokim współczynnikiem pewności, a innym diagnosta chcący wykryć uszkodzenie doraźne bez całkowitego demontażu maszyny czy zespołu.

Nie wnikając w szczegóły klasyfikacyjne zajmijmy się problemem użyteczności szczegółowych modeli strukturalnych dla celów diagnozowania. Zbyt niska dla celów

diagnostycznych dokładność modeli dynamicznych stosowanych np. w procesie optymalizacji spowodowała rozwój metod eksperymentalnych i różnego rodzaju modeli abstrakcyjnych. Działanie takie w wielu przypadkach okazało się nadzwyczaj skuteczne i należy sądzić, że właśnie ono nadało diagnostyce technicznej rangę dobrze rozwiniętej nauki. Czy zatem celowy jest powrót do prób zwiększenia dokładności modeli dynamicznych tak by były użyteczne diagnostycznie?

Pozytywną odpowiedź na powyższe pytanie przynoszą nowe tendencje w projektowaniu maszyn nazywane projektowaniem „eksploatacyjnie zorientowanym”. Dążąc do tego by w maksymalnym stopniu wyrównać czas zużywania się elementów i optymalizując koszty całości życia wytworu konstruktor staje przed problemem opłacalności strategii eksploatacji według stanu aktualnego, a tym

samym przed koniecznością zaprojektowania ewentualnego systemu diagnostycznego. Możliwe jest to jedynie gdy da się przewidzieć przynajmniej jakościowo liczbę i rodzaj rejestrowanych symptomów, czyli gdy istnieje sposób zamodelowania zależności stan \leftrightarrow symptom już na etapie projektowania i możliwość ewentualnej weryfikacji empirycznej na prototypie czy serii próbnej, co na ogół ogranicza eksperyment jedynie do identyfikacji, lub w najlepszym razie do eksperymentu biernego. Podejmowanie prób rozwiązań tak postawionego zadania jest nadzwyczaj atrakcyjne w dobie ostrej walki konkurencyjnej - pozwala uzyskać wytwór o większej pewności działania i niższej jednostkowej cenie eksploatacji.

Problem oceny stanu maszyny na podstawie analizy drgań i hałasu od strony teoretycznej bazuje na postulat, że dyssypacja energii wibroakustycznej w trakcie eksploatacji maszyny wzrasta. Istnieć zatem powinna miara drganiowa lub hałasowa, która przekracza wartość graniczną w chwili gdy dalsza eksploatacja grozi awarią. Rozumowanie takie wynika z przyjęcia modelu Czesława Cempla, zakładającego wzrost energii dyssypowanej w trakcie zużycia oraz założeniu, że energia pasożytniczych procesów wibroakustycznych jest proporcjonalna do ogólnej dyssypacji energii. Założenie o ogólnym wzroście wydatku energetycznego nie budzi dzisiaj wątpliwości. Można przyjąć, że jest to udowodnione prawo przyrody. Istnieje jedynie problem znalezienia najwygodniejszego zapisu matematycznego i poszukiwanie "optymalnego" algorytmu.

Wiadomo jednak, że postulat proporcjonalności energii wibroakustycznej do całości energii pasożytniczej jest pewnym uproszczeniem modelowym sprowadzającym się do przyjęcia reguły od której mogą być i są wyjątki. W pracy [3] autor między innymi zwracał uwagę na przypadki gdy okresowy spadek poziomu drgań świadczy o niebezpiecznym uszkodzeniu lub na znany z obserwacji efekt „falowania” trendu zmian wielkości będącej miarą procesu wibroakustycznego. Należy przyjąć, że takim zjawiskom towarzyszą wzrosty dyssypacji energii w innych procesach, przede wszystkim cieplnych, lecz również elektrycznych i np. hydraulicznych (wyciek oleju z uszkodzonego łożyska może w efekcie prowadzić do tłumienia drgań). W złożonej strukturze skomplikowanego systemu mechanicznego może dochodzić do efektu pozornego „samonaprawiania”, który w ogóle może okresowo zmniejszyć ilość energii dyssypowanej, a na pewno zmieni proporcje pomiędzy formami dyssypacji.

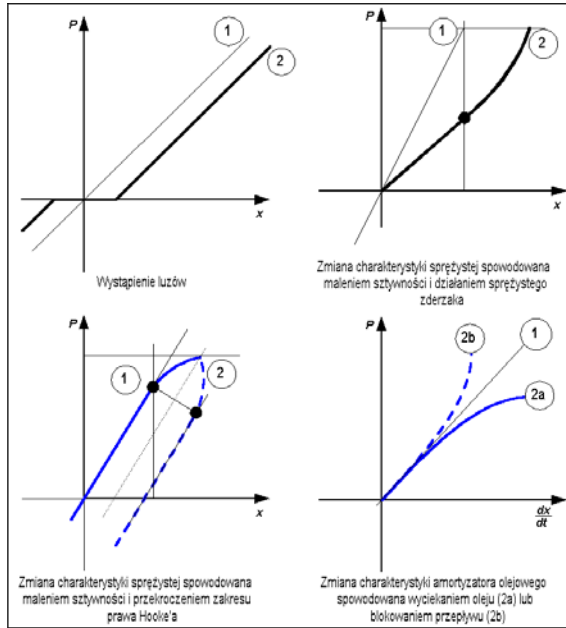
Nasuwa się przypuszczenie, że zmiana proporcji pomiędzy poszczególnymi formami dyssypowanej energii może mieć swoje odwzorowanie w obserwowanej postaci drgań (nawet gdy poziom pozostaje stały lub się obniża). Autor badał to

zjawisko między innymi przy analizowaniu uszkodzeń łożysk tocznych, gdzie przy stałym poziomie ogólnym zmieniają się proporcje pomiędzy dominującymi amplitudami w widmie oraz przy badaniach elementów hydraulicznych, gdzie podobne rezultaty uzyskano badając wskaźnik wielosymptomowy (drgania + ciepło) i miarę informacji różniacej Gersha zbudowaną na widmie amplitudowym drgań mechanicznych, a także w przenośnikach wibracyjnych i układach napędowych okrętów. Wymienione zjawiska zostały zaobserwowane w trakcie biernego bądź czynnego eksperymentu diagnostycznego. Dysponując dokładną rejestracją wielu symptomów w całym czasie życia dla reprezentacyjnej statystycznie próbki egzemplarzy można pokusić się o ustalenie istotnych zależności lecz w dalszym ciągu pozostaje otwarty raczej trudny problem przyjęcia właściwego modelu. W pracy [7] autor postawił następujące postulaty będące wynikiem prowadzonych badań empirycznych.

1. Zmiana formy obserwowanych drgań (hałasu) może być symptomem diagnostycznym nawet wówczas gdy ilość energii dyssypowanej na drgania nie ulega zmianie lub maleje.
2. Jednym z efektów możliwych do obserwacji w trakcie zużywania się maszyny jest wzrost nieliniowego zaburzenia.

2. EWOLUCJA UKŁADU LINIOWEGO

Można tutaj wyodrębnić dwa istotnie różniące się przypadki. Pierwszy to taki, w którym układ jest od początku silnie nieliniowy, a zjawiska towarzyszące zużyciu są z tej racji trudne do jakościowego wyodrębnienia. Przykładem często poruszonym w literaturze tego typu efektów jest zużycie łożyska ślizgowego. W takich przypadkach nie ma możliwości linearyzacji stanu początkowego.



Rys. 1. Typowe zmiany charakterystyk elementów tłumiących i sprężystych w trakcie eksploatacji.

Modelowanie musi zatem bazować na skomplikowanym układzie nieliniowych równań różniczkowych [2], a trudność rozwiązania problemu tkwi w odwrotnym zadaniu identyfikacji złożonego układu.

Istnieje jednak wiele układów mechanicznych, które w początkowym okresie eksploatacji są opisywalne modelami liniowymi z dostateczną dokładnością i w których pojawienie się efektu nieliniowego zaburzenia jest dobrze obserwowalne.

Przyjmując, że stan początkowy systemu opisany jest z dobrą dokładnością modelem liniowym (układem liniowych równań różniczkowych) identyfikowalnym i zidentyfikowanym w dziedzinie częstości z założoną dokładnością w myśl zależności:

$$\begin{aligned} S_\omega \mathfrak{S}_t \{x(t, \theta_0)\} &= X(\omega, \theta_0) = \\ &= \sum_K P_k(\omega) \cdot H_k(q_i, z_i, \theta_0) + \Phi(q_i) + \Psi \quad (1) \\ |\Phi + \Psi| &< \delta \end{aligned}$$

gdzie:

- $X(\omega, \theta_0)$ - uśredniona i wyselekcjonowana w dziedzinie czasu (operator S_t) i częstotliwości (operator „filtracyjny” S_ω) transformata Fouriera mierzonego sygnału,
- θ_0 - początkowy czas życia (model liniowy),
- $P_k = \mathfrak{S}_t p_i(t)$ - wymuszenie,
- H - transmitancja widmowa,

- q_i - uogólnione współrzędne modelu,
- z_i - parametry dobrane w czasie identyfikacji parametrycznej,
- $\Phi(q_i, \theta_0)$ - błąd identyfikacji strukturalnej modelu,
- Ψ - nieuchronny błąd spowodowany obecnością szumów pomiarowych i innych zakłóceń o charakterze losowym,
- δ - założona dokładność modelu (opisu).

Założymy, że układ podlega ewolucji polegającej na występowaniu zjawisk nieliniowych. Prawe strony równań (1) nie będą prostymi sumami lecz dość skomplikowanymi funkcjami:

$$X(\omega, \theta_n) = F(P_k \cdot H_k(q_i, P_i, z_i, y_i, \theta_n); \Phi) + \Psi \quad (2)$$

a w dodatku poszczególne transmitancje zależne będą od wszystkich wymuszeń. Aby odpowiedzieć na pytania, czy w ogóle możliwe jest odseparowanie w sposób czytelny efektów nieliniowych, czyli czy możliwa jest obserwacja różnicy:

$$X(\omega, \theta_n) - X(\omega, \theta_0) = F(y_i) \quad (3)$$

gdzie y_i - parametry opisujące nieliniowe zaburzenia, należy przyjąć pewne założenia upraszczające pozwalające na rozwikłanie prawych stron równań (2).

W pracach [2 i 8] na podstawie dyskusji postaci rozwiązań układów nieliniowych równań różniczkowych zwyczajnych uzyskanych analitycznymi metodami przybliżonymi autor wykazał, że istnieje stosunkowo obszerna klasa układów słabo nieliniowych, w których można obserwować wzrost nieliniowego zaburzenia, widoczny na wyższych harmonicznych wymuszenia, w sposób addytywny lub multiplikatywny z dokładnością do szumów pomiarowych według zależności:

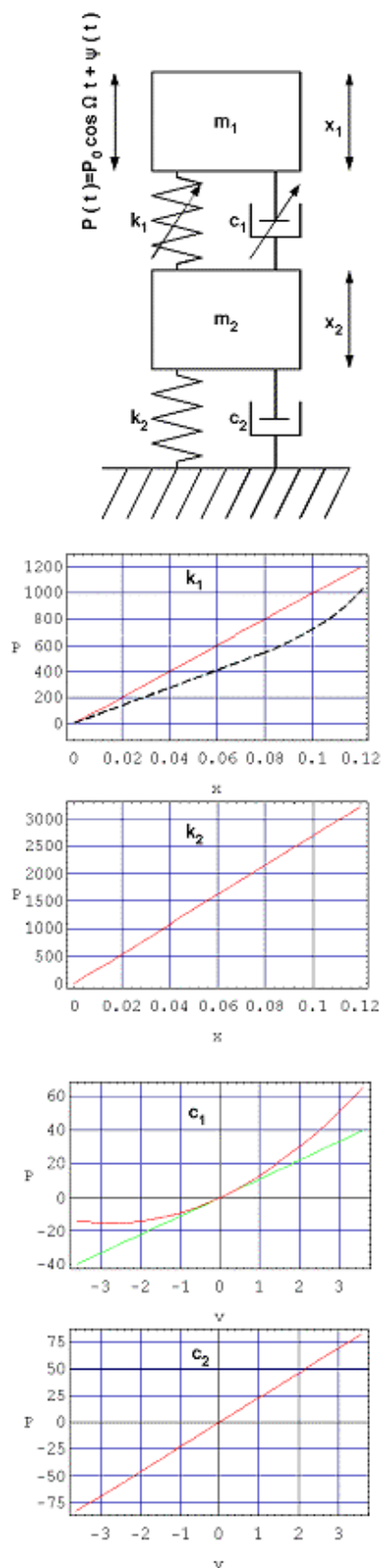
$$\begin{aligned} X(\omega, \theta_m) &= \sum P_k(\omega) \cdot H_k(q_i, z_i) + \Phi^*(\theta_m) + \psi \\ X(\omega, \theta_n) &= \sum P_k(\omega) \cdot H_k(q_i, z_i) + \Phi^*(y_i, \theta_n) + \psi \\ &\Downarrow \\ \Delta_{mn} X(\omega) &= -\Phi^*(\theta_m) + \Phi^*(y_i, \theta_n) + \psi = \quad (4) \\ &= \Delta \Phi^*(y_i, \theta_m, \theta_n, \psi) \\ &\Downarrow \\ y_i &= \Delta \Phi^{*-1} \Delta_{mn} X(\theta_m, \theta_n, \psi) \end{aligned}$$

Przyjęcie takiego zapisu oznacza, że można prowadzić obserwację wyselekcjonowanego fragmentu widma odfiltrowanej części mierzonego sygnału wibroakustycznego, której wzrost będzie proporcjonalny (niekoniecznie liniowo lecz monotonicznie) do rozwoju uszkodzenia

rozumianego jako zmiana charakterystyki elementu (lub elementów) lepkościowego.

Mówiąc bardziej poglądowo istnieje miara widmowa pozwalająca na obserwację zjawiska „siadającej” sprężyny czy ciekącego tłumika przez proste porównywanie jej wartości dla różnych czasów życia, przy czym zjawisku temu nie musi towarzyszyć obserwowalna zmiana poziomu drgań całego sygnału. Omawiane zjawisko można zaobserwować w wielu przypadkach badanych doświadczalnie oraz stosunkowo łatwo wygenerować na drodze symulacji komputerowej [5,6].

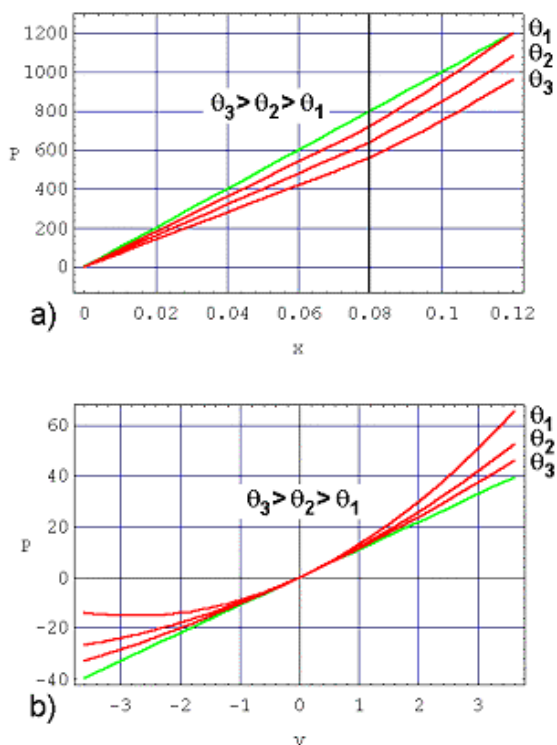
Rozpatrzmy model przedstawiony na rys. 2 odpowiadający prostemu układowi wibroizolacji, wykorzystany między innymi w pracy [8] do diagnozowania elementów zawieszenia samochodu osobowego. Załóżmy że model został zidentyfikowany z dokładnością do szumów pomiarowych, oraz że elementy sprężysto-tłumiące w początkowym okresie ($\theta = 0$) mają charakterystyki przedstawione na rysunku 2.



Rys. 2. Model dynamiczny prostego układu wibroizolacyjnego, w którym charakterystyki elementów zmieniają się w sposób nieliniowy w trakcie życia maszyny.

Na rys. 3 przedstawiono ewolucję charakterystyk w trakcie eksploatacji. Element sprężysty traci sztywność dla małych przemieszczeń, dla większych natomiast „uszywnia się” w sposób progresywny. Odpowiada to sytuacji, w której zużycie podstawowej sprężyny zawieszenia powoduje „dobicie” do zderzaka. Element tłumiący w trakcie eksploatacji traci asymetrię dążąc do charakterystyki liniowej, co stanowi prosty model zużycia amortyzatora olejowego. Załóżmy dalej, że układ jest wymuszany szumem z wyraźną składową harmoniczną, co z kolei dosyć dobrze odpowiada realnym warunkom pracy. Dla ustalenia obszaru początkowego na rys. 4 przedstawiono wymuszenie i odpowiedź układu dla obu charakterystyk liniowych.

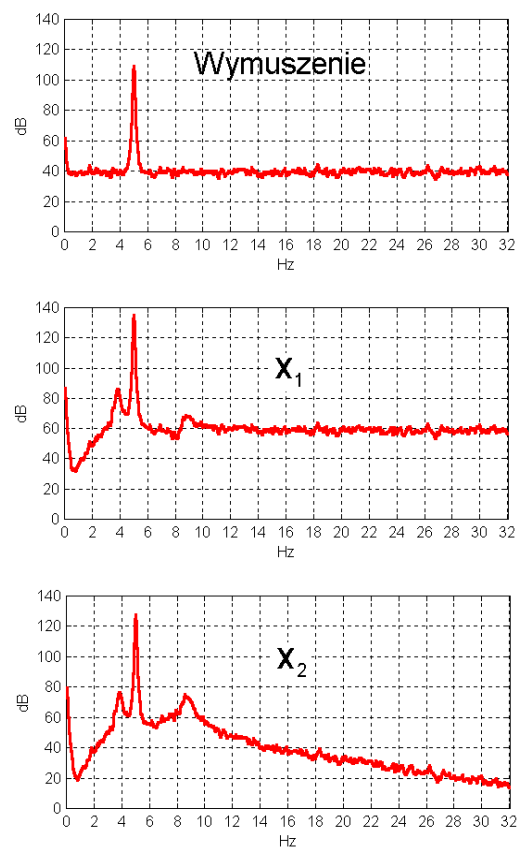
Tak zdefiniowany eksperyment stanowi uogólnienie dotychczasowych rozważań, gdyż obserwujemy jednoczesny wzrost nieliniowego zaburzenia jednego z elementów wraz ze spadkiem części nieliniowej charakterystyki drugiego. Następne symulacje odpowiadają przebiegowi typowego czynnego eksperymentu diagnostycznego.



Rys. 3. Ewolucja nieliniowego zaburzenia w trakcie czasu życia maszyny (q): a) ewolucja charakterystyki elementu sprężystego, b) ewolucja charakterystyki elementu tłumiącego

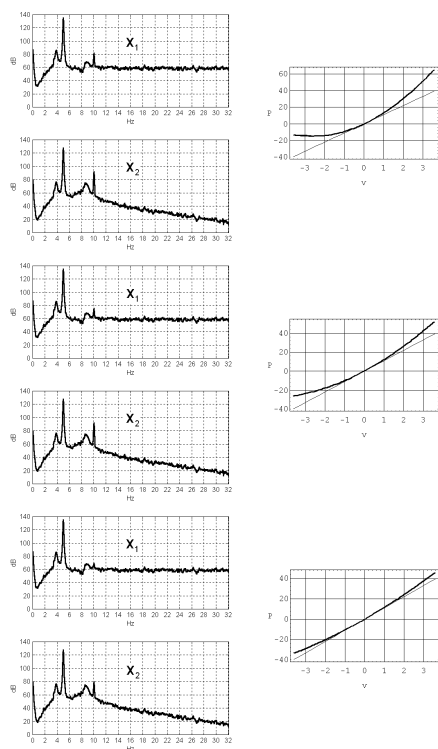
Na rys. 5 przedstawiono ewolucję odpowiedzi układu na zmianę charakterystyki tłumienia, a na rys. 6 ewolucję odpowiedzi układu na zmianę charakterystyki sprężystej. Obie ewolucje są zgodne z rozważaniami teoretycznymi. Zmiana

charakterystyki tłumienia wywołuje zmianę amplitudy drgań z częstotliwością równą 2Ω , natomiast zmianom charakterystyki sprężystej odpowiada wzrost amplitud ciągu składowych widmowych odpowiadających różnego rodzaju rezonansom nieharmonicznym z dominującymi składowymi o częstotliwościach 3Ω i 5Ω . Warto zauważyć, że zmiana charakterystyki elementu tłumiącego powoduje zmianę jedynie wyselekcjonowanej amplitudy bez zauważalnych zmian pozostałej części widma, co może stanowić dodatkowo potwierdzenie tezy o możliwości opisu efektu słabo nieliniowego zaburzenia w sposób addytywny [7].

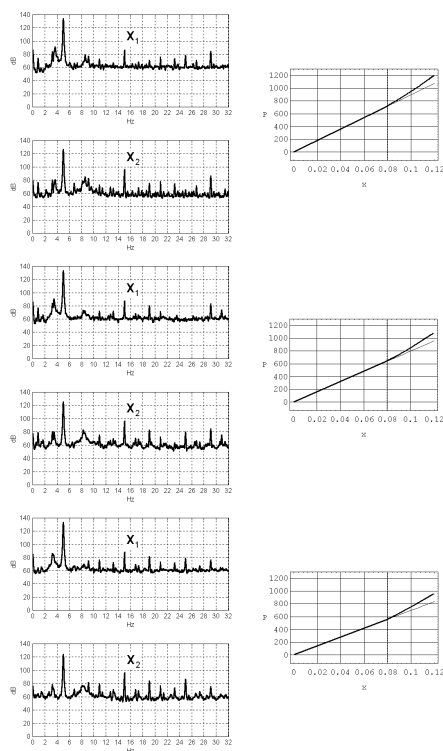


Rys. 4. Wymuszenie i odpowiedzi układu dla wszystkich charakterystyk liniowych

Inaczej wygląda sytuacja w przypadku zmian charakterystyki sprężystej. Wy tłumaczeniem zmian składowych fourierowskich nie będących bezpośrednio odpowiedzialnymi za rezonanse nieharmoniczne jest jednoczesna zmiana liniowej części charakterystyki (porównaj rys. 2). Zmiany te nie mają jednak większego znaczenia na wzrost amplitudy w obserwowanych pasmach. Spostrzeżenie to rozszerza zastosowalność proponowanej metody wnioskowania, a obserwowane przesunięcie częstotliwości głównych składowych może pełnić rolę dodatkowego symptomu (przynajmniej w sensie jakościowym).



Rys. 5. Symulacja odpowiedzi układu po zmianie charakterystyki elementu tłumiącego (spadek efektu nieliniowego)



Rys. 6. Symulacja odpowiedzi układu po zmianie charakterystyki elementu sprężystego

3. WNIOSKI I OBSERWACJE

Przedstawiony przykład ewolucji modelu liniowego oczywiście nie wyczerpuje zagadnienia. Po pierwsze wiele zjawisk fizycznych, a w tym użytecznych diagnostycznie symptomów, opisać należy modelami nieliniowymi już w stanie „0” i obserwować ewentualną ewolucję tych nieliniowości lub występowanie zupełnie innych zjawisk o nieliniowym charakterze. Po drugie występowanie w systemie nieliniowym składowych harmonicznych nie jest jedynym efektem a miary drganiowe monotonicznie zmienne wraz z propagacją uszkodzenia niekoniecznie muszą opisywać amplitudy odpowiadające częstotliwością rezonansowym nad- i podharmonicznym. Niekoniecznie również zmiennymi decyzyjnymi w procesie identyfikacji modelu muszą być parametry zawarte w transmitancji (czy odpowiedzi impulsowej układu).

W najprostszy sposób można dokonać uogólnienia oczekiwanych rozwiązań przyjmując, że równanie (4) dotyczy relacji nie pomiędzy liniowym stanem „0” i nieliniowym stanem po pewnym czasie życia θ , lecz pomiędzy dwoma stanami opisanymi równaniami nieliniowymi, z których jeden odpowiada rzeczywistemu zerowemu czasowi życia. Nie rozwiązuje to jednak wszystkich wymienionych problemów.

Przeprowadźmy następujące rozumowanie. Załóżmy jak poprzednio, że stan układu opisany jest układem równań różniczkowych zwyczajnych II rzędu w postaci:

$$\ddot{\xi}_i + \omega_{0i}^2 \xi_i = \Phi(\xi_j, \dot{\xi}_j, t), j = 1 \dots n \quad (5)$$

gdzie w nowych stanach zawarto wymuszenie i wszystkie funkcje nieliniowe, a lewe strony są rozprężone po sprowadzeniu układu do współrzędnych głównych układu liniowego [7]. Rozwiązania takiego układu można poszukiwać jedną z analitycznych metod przybliżonych i uzyskać je w postaci:

$$\xi_i = f_i(t) \cos \psi(t) + \sum_{i,j} \sum_{m,n} f_{ij} \frac{\exp(i(\sum_{ni} m\dot{\psi}_i + \sum_{mi} m\Omega_j))}{\omega_{0i}^2 - (\sum_{ni} m\dot{\psi}_i + \sum_{mi} m\Omega_j)^2} \quad (6)$$

czyli jako sumę funkcji harmonicznnej o zmiennej fazie i amplitudzie i szeregu wyższych harmonicznych (dla różnych kombinacji częstości własnych).

W szczególnym przypadku zależność od czasu amplitudy i fazy może być prostą okresową modulacją fazową lub częstotliwościową „umownej” pierwszej harmonicznnej. W przypadku ogólniejszym funkcje te można przedstawić w postaci szeregowej jako funkcję okresową o częstotliwościach odpowiadających różnego rodzaju

modulacjom wyższych składowych. Dowód tego twierdzenia jest opracowany szkicowo, wymaga jednak pewnych uściśleń.

Można stąd wysnuć następujące wnioski odpowiadające wielu badaniom empirycznym.

1. Efektem wolnych zmian nieliniowych części układu równań mogą być wzrosty amplitud drgań o częstotliwościach odpowiadającym nieliniowym częstotliwościom rezonansowym i różnego rodzaju modulacje.

2. Można z góry przewidzieć ogólną (jakościowo) postać rozwiązania.

3. Wysunięcie wniosków ilościowych wymaga opracowania procedury identyfikacji modelu.

Doprowadzenie tych zagadnień do metod aplikacyjnych jest zadaniem stosunkowo trudnym i Autor liczy, że pomocną w tym będzie szeroko pojęta dyskusja środowiska.

LITERATURA

- [1] Dąbrowski Z.: Wykorzystanie modeli nieliniowych w diagnostyce wibroakustycznej, Materiały XXIV Ogólnopolskiego Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka, 1997, s. 52-61
- [2] Dąbrowski Z.: Non-Linear Resonance as a Diagnostic Symptom, Machine Dynamics Problems, Vol. 19, 1998, s. 19-27
- [3] Dąbrowski Z.: Diagnostyka nie tylko wibroakustyczna - przyszłość czy historia, Materiały Kongresu Diagnostyki Technicznej KDT '96, Gdańsk, 1996, s. 85-92.
- [4] Dąbrowski Z., Dziurdź J., „Zwiększenie dokładności wyników analizy widmowej w zadaniu diagnostycznym”. II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej „DIAGNOSTYKA 2000”, Warszawa 19-22.09.2000. CD [p1_02.pdf]; vol.2, str.94.
- [5] Dąbrowski Z., Dziurdź J., „Nonlinear Symptoms in Technical Diagnostics”, VETOMAC-I, 25 27.10.2000, India.
- [6] Dąbrowski Z., Pankiewicz J., „Badania symulacyjne wpływu szumu losowego na czytelność symptomów nieliniowych”. Przegląd Mechaniczny nr.11-12/2000 str.35-37.
- [7] Dąbrowski Z., „Modeling and Identification of Nonlinear System for Technical Diagnostics”, The 8th International Congress on Sound and Vibration, 02-06.07.2001, Hong Kong, China, str. 1083-1090.
- [8] Dąbrowski Z., Pankiewicz J., „Diagnosing a Vehicle's Suspension system on the Basis of the Non-linear Effects of the Dynamic Response”, Machine Dynamics Problems, vol. 26/2002, str.27-41.

ENERGETYCZNA METODA DIAGNOSTYKI TECHNICZNYCH I INTELIWENTNYCH BIOLOGICZNO-TECHNICZNYCH SYSTEMÓW ORAZ JEJ ZASTOSOWANIA

Marian Witalis DOBRY

Poznań University of Technology, Institute of Applied Mechanics, Vibroacoustics and Bio-Dynamics of Systems Group, Laboratory of Dynamics and Ergonomics of Human – Technical Object – Environment Metasystem, 3 Piotrowo Street, 60-965 Poznań, POLAND
tel.: ++48 61 665 23 47, fax.: ++48 61 665 23 07
E-mail: Marian.Dobry@put.poznan.pl

Streszczenie

Publikacja dotyczy nowej metody diagnostyki technicznych i inteligentnych biologiczno-technicznych systemów w dziedzinach rozdziału mocy i przepływu energii w ich dynamicznej strukturze opracowanej w ostatnich latach. W metodzie wykorzystano ścisły związek między dynamiką badanych systemów i zjawiskami energetycznymi, które zachodzą w badanych systemach. Zjawiska te są silnie zależne od konstrukcji, wykonania, czasu i sposobu eksploatacji, który ma wpływ na stan techniczny badanych obiektów. Pozwalają one ponadto, na podjęcie decyzji o likwidacji obiektów technicznych. Własności metody pokazano na kilku przykładach inteligentnego biologiczno-mechanicznego systemu: Człowiek - Maszyna.

Słowa kluczowe: energetyczna metoda diagnostyki, przepływ energii, systemy biologiczno-mechaniczne

ENERGY METHOD OF DIAGNOSTICS OF TECHNICAL AND INTELLIGENT BIOLOGICAL-TECHNICAL SYSTEMS AND ITS APPLICATIONS

Summary

The publication is concerned with a new diagnostics method of technical and intelligent biological-technical systems in the domains of power distribution and energy flow in the dynamical structure of the systems, which was elaborated during last years. In this method, a close relationship between the dynamics of the investigated system and energy phenomena was used. The phenomena are strongly dependent from design, manufacturing, time and the way of operation that has influence on the technical condition of the investigated systems. Moreover, they allow to take decision on liquidation technical objects. The properties of the method have been shown on several examples of intelligent biological-mechanical Human – Machine System.

Keywords: energy method of diagnostics, energy flow, biological-mechanical systems

1. WPROWADZENIE

Prezentowana energetyczna diagnostyka obiektów technicznych i inteligentnych systemów biologiczno - technicznych prowadzona jest w dwóch dziedzinach: rozdziału mocy oraz przepływu energii w dynamicznej strukturze badanego systemu. Inteligentne systemy biologiczno - techniczne są systemami złożonymi, składającymi się z inteligentnego, biologicznego subsystemu człowieka oraz technicznego subsystemu, który stanowi system współpracujący z człowiekiem w procesie pracy lub zaspokajają inne potrzeby ludzkie. Systemami technicznymi są maszyny i różne urządzenia w środowisku człowieka. Zaliczyć do nich można maszyny technologiczne stacjonarne i zmechanizowane narzędzia ręczne, maszyny ruchome i pojazdy robocze, pojazdy ciężarowe i osobowe, statki,

samoloty, pojazdy kosmiczne - itd. Do tych obiektów technicznych zaliczyć można wszystkie produkty, które w sposób sztuczny wytworzył człowiek w swojej działalności

Subsystemy te współpracują ze sobą i oddziałują na siebie. W przypadku systemu inteligentnego – zawierającego w swojej strukturze człowieka – istotne jest, aby subsystem techniczny oddziaływał na człowieka w zakresie wartości dopuszczalnych różnych czynników psychicznych i fizycznych określonych przez różne dyrektywy i normy [45, 46]. Ważną sprawą jest również, aby techniczny obiekt do swojej obsługi nie wymagał psychicznych i fizycznych właściwości przekraczających możliwości człowieka.

Powyższe powody spowodowały poszukiwania parametru fizycznego pozwalającego obiektywnie określić oddziaływanie obiektu technicznego na

człowieka i odwrotnie. Opracowane standardy różnych oddziaływań obiektów technicznych na człowieka sformułowane są na podstawie odczuwania tych interakcji. Standardy dotyczące bezpieczeństwa ludzi są uzyskane również na podstawie subiektywnego odczuwania zjawisk fizycznych dla reprezentatywnej próbki osób. Szkodliwość różnych wielkości fizycznych na podstawie tak określonych wartości budzi szereg wątpliwości. Związane jest to z indywidualną wrażliwością ludzkich zmysłów na istniejące bodźce różnej natury w np. czasie pracy z wykorzystaniem maszyn.

W przypadku obiektów technicznych problem obiektywnej diagnostyki, pozwalającej poprawnie wyjaśnić aktualny stan obiektu i genezę takiego stanu oraz postawić prognozę co do dopuszczalnego, bezpiecznego czasu dalszej eksploatacji obiektu jest niezwykle istotny. Precyzyjne określanie trwałości i niezawodności obiektów technicznych jest ściśle związane z sukcesem ekonomicznym ich producentów i ochroną środowiska.

Stosowana dotychczas diagnostyka dawała tylko częściową odpowiedź na postawione kwestie. Prognozę trwałości i niezawodności nowych obiektów stawiano najczęściej na podstawie bardzo kosztownych, przyspieszonych badań zmęczeniowych wykonanych modeli lub prototypów obiektów technicznych.

W przypadku systemów biologiczno - technicznych wartości dopuszczalne określano na podstawie wielu tysięcy pomiarów realizowanych przez wiele lat przez różne jednostki badawcze, aby określić standardy międzynarodowe ISO. Badania te zapoczątkowano dopiero wtedy, gdy pojawiły się szkodliwe skutki oddziaływania obiektów technicznych na człowieka. Tak było np. ze zmechanizowanymi narzędziami ręcznymi (np. młotkami pneumatycznymi) stosowanymi powszechnie w procesie pracy.

Można postawić pytanie: czy możliwe jest obiektywne określenie stanu technicznego obiektu technicznego i zagrożenia zdrowia człowieka, na którego te obiekty oddziałują na wszystkich etapach życia obiektu technicznego?

Doświadczenia badawcze zdobyte w prowadzonych przez wiele lat badaniach w Laboratorium Dynamiki i Ergonomii Metasystemu: Człowiek – Techniczny Obiekt – Środowisko (LdiEM:C-TO-Ś) pozwala stwierdzić, że odpowiedź na postawione pytanie może dać energetyczna diagnostyka. Wykorzystuje ona znajomość przebiegu procesu przepływu energii w strukturze dynamicznej badanych systemów oraz dynamicznego rozdziału mocy wywołanego istniejącymi w strukturze mechanicznej siłami w czasie jej pracy.

Stan techniczny obiektu technicznego jest ściśle związany z strukturalnym i globalnym przepływem w nim energii. Ustalenie dopuszczalnego poziomu mocy oraz dopuszczalnej dawki energii, która może przepłynąć w określonym czasie przez badany sys-

tem lub jego określone węzły, pozwala ocenić stan techniczny obiektu.

Prezentowana energetyczna metoda diagnostyki może być stosowana na wszystkich etapach życia obiektu technicznego: 1) Projektowanie, 2) Produkcja, 3) Eksploatacja, 4) Utylizacja (reutilizacja). Każdemu etapowi życia obiektu odpowiada specjalny rodzaj diagnostyki energetycznej – patrz tabela 1.

Na pierwszym etapie życia obiektu ma zastosowanie **energetyczna diagnostyka konstrukcyjna**. Polega ona na ocenie wariantów konstrukcyjnych na podstawie strukturalnego i globalnego przepływu energii, na hierarchizacji energetycznych obciążeń struktury i zapobieganie ich koncentracji oraz na ocenie oddziaływania obiektu na człowieka i środowisko.

Na drugim etapie życia obiektu technicznego ma zastosowanie **energetyczna diagnostyka kontrolna**, której zadaniem jest określenie jakości procesów produkcji oraz na jakości produktów etapie ich odbioru. W tej diagnostyce mają zastosowanie globalne miary energetyczne.

Energetyczna diagnostyka eksploatacyjna stosowana jest na trzecim etapie życia obiektu. Umożliwia ona ocenę stanu technicznego z wykorzystaniem energetycznych miar i oceny dynamiki badanych obiektów, która ściśle związana jest z fizycznymi właściwościami (parametrami dynamicznymi) wszystkich elementów badanej struktury. Zmiana dynamicznych parametrów w czasie powodowana eksploatacją obiektu wywołuje zmianę rozptyłu energii w całej strukturze dynamicznej obiektu. Zjawisko to jest podstawą oceny stanu technicznego obiektu.

Na czwartym etapie życia obiektu zastosowana może być **energetyczna diagnostyka utylizacyjna** pozwalająca podjąć decyzję o utylizacji (reutilizacji) obiektu i jej rodzaju w pełnym cyklu recyklingu. Jednoznaczna ocena, którą umożliwia energetyczna diagnostyka, pozwala na ostateczne wycofanie obiektu z eksploatacji i przekazanie jego do reutilizacji. Stwierdzenie niedopuszczalnego stanu technicznego określanego energetycznie może być powiązane z ekonomicznym uzasadnieniem dalszej eksploatacji. Wymagana naprawa główna w takim stanie może być nieopłacalna i mniejsze koszty w przyszłości przyniesie zakup nowego obiektu niż dalsza eksploatacja naprawionego obiektu.

W analizowanej literaturze światowej nie stwierdza się publikacji dotyczących diagnostyki energetycznej wykorzystującej znajomość zjawiska strukturalnego i globalnego przepływu energii w diagnozowanym obiekcie technicznym. Istnieją jednak publikacje, które dotyczą tylko pomiarów mocy absorbowanej przez człowieka poddanego wibracji wywołanej przez zmechanizowane narzędzia ręczne [np. 1, 50]. W zakresie diagnostyki znane są publikacje Cempla i Natke dotyczące próby energetycznego opisu procesu degradacji w

czasie eksploatacji obiektów technicznych [2, 3, 4, 5, 6, 59]. Inne pozycje dotyczące uogólnionego podejścia do dynamiki i energii to: Karnopp, Rosenberg [47], Layon [49] – metoda SEA, Panuszka [56] – metody całkowite i energetyce stosowane w akustyce, PAVIC G. [57] – akustyczna moc strukturalna.

Odmianą metodę badania zjawisk energetycznych opublikował autor [7, 8, 9, 10, 11]. Zapoczątkowała ona całą serię publikacji [od 11 do 44 i 63].

2. PODSTAWY TEORETYCZNE METODY

Energetyczna diagnostyka systemów mechanicznych i biologiczno-technicznych opracowana została z wykorzystaniem dwóch energetycznych zasad opracowanych przez autora [9, 10, 11]. Były to: Pierwsza Zasada Przepływu Energii i Pierwsza Zasada Rozdziału Mocy w Systemie Mechanicznym. Zostały one opracowane z wykorzystaniem Pierwszej Zasady Termodynamiki i wykazują ścisły związek dynamiki systemów mechanicznych ze zjawiskami przepływu energii i rozdziału w mocy w ich strukturze dynamicznej.

Tabela 1.

Rozszerzenie celów energetycznej diagnostyki technicznej na wszystkich etapach życia obiektów i systemów technicznych o sprzężenia zwrotne z etapem projektowania [43]

Etap życia obiektu i systemu technicznego	Rodzaj energetycznej diagnostyki technicznej z uwzględnieniem człowieka i środowiska	Metody i środki wspomagania diagnostyki energetycznej – rezultaty diagnostyki
<p>1. Projektowanie</p> <p>Wytyczne konstrukcyjne z diagnostyki</p>	<p>Energetyczna diagnostyka konstrukcyjna – ocena wariantów konstrukcyjnych, hierarchizacja obciążeń struktury i zapobieganie ich koncentracji oraz ocena oddziaływania na człowieka i środowisko</p>	<p>Wirtualne modele energetyczne diagnostyki, symulacje ewolucji struktury i jej zmian fizycznych w czasie życia obiektu i systemu technicznego w dziedzinie rozdziału mocy i przepływu energii</p>
<p>2. Produkcja</p>	<p>Energetyczna diagnostyka kontrolna jakości procesów produkcji oraz na etapie odbioru jej produktów</p>	<p>Energetyczne metody diagnostyki kontrolnej we wszystkich fazach produkcji i odbioru końcowego jej produktów</p>
<p>3. Eksploatacja</p>	<p>Energetyczna diagnostyka eksploatacyjna</p>	<p>Energetyczne systemy diagnostyczne stacjonarne i pokładowe</p>
<p>4. Utylizacja (reutilizacja)</p>	<p>Energetyczna diagnostyka utylizacyjna pozwalająca podjąć decyzję o utylizacji (reutilizacji) obiektu i jej rodzaju w pełnym cyklu recyklingu</p>	<p>Uogólnione metody energetyczne do kompleksowej oceny eksploatowanego obiektu technicznego uwzględniające obecność człowieka i ochronę środowiska</p>

3. ENERGETYCZNA METODA DIAGNOSTYKI

Metoda wymaga opracowania modelu dynamicznego badanej struktury. W przypadku obiektu technicznego należy opracować model dynamiczny badanej struktury i zidentyfikować wszystkie parametry dynamiczne. W przypadku obiektów projek-

towanych, jest to wirtualny model dynamiczny zgodny z założeniami projektowymi. Dysponując prototypem możliwe są badania identyfikacyjne i weryfikacyjne opracowanego modelu. Po uzyskaniu wystarczającej zgodności obiektu rzeczywistego i modelu na podstawie symulacji dynamiki i

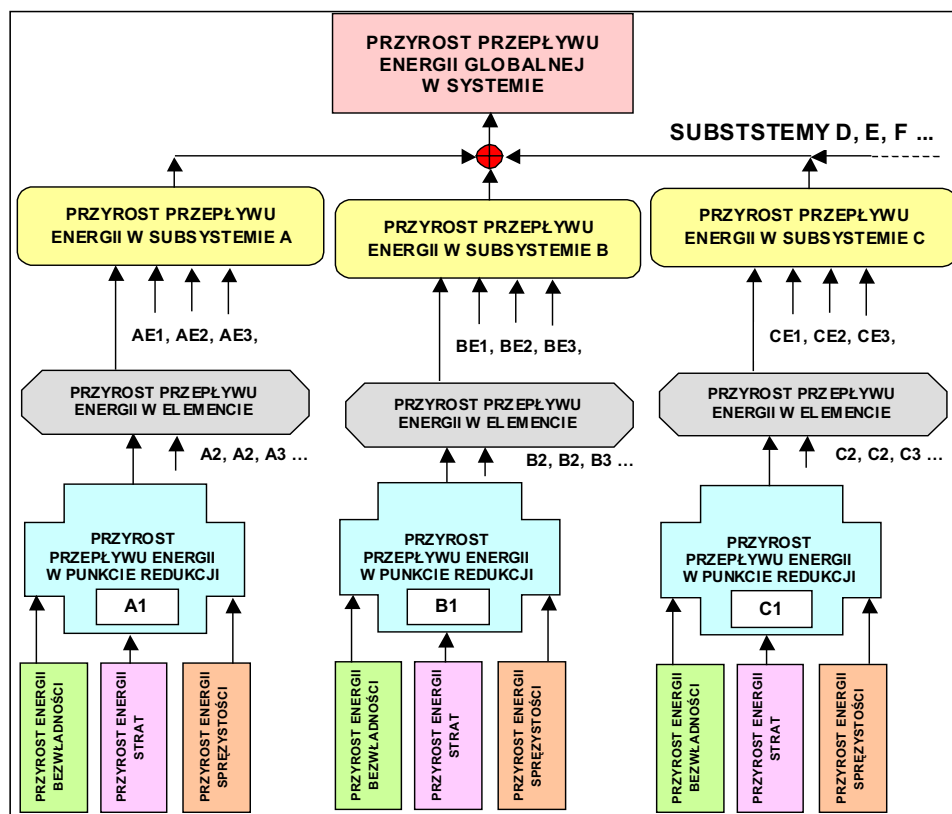
pomiarów eksperymentalnych, można przeprowadzić analizę rozdziału mocy chwilowej i średniej raz przepływu energii. Dysponując modelem matematycznym badanej struktury opracowanym np. w środowisku MATLAB / simulink możliwe jest zastosowanie Elementarnych Procesorów Przepływu Energii MWD, w których zawarte są obie zasady energetyczne [43]. W rezultacie ich zastosowania analiza dynamiczna pracujących systemów transformuje się do dwóch energetycznych dziedzin analizy. Są to: dziedzina rozdziału mocy sił działających oraz przepływu energii w dynamicznej strukturze badanego systemu. Symptomami tej diagnostyki są symptomy energetyczne. W dziedzinie mocy jest to moc w watach, kumulująca w sobie dwie fizyczne wielkości tj. siły i prędkości. Dziedzina przepływu energii jest określana w dżulach i łączy w sobie trzy wielkości: siły, prędkości i czas działania obiektu (systemu).

Symptomy energetyczne są zatem symptomami uogólnionymi, ujmującymi w sobie znane energetyczne skalary pozwalające na dodawanie poszczególnych strumieni energii strukturalnych w jeden

globalny strumień. Ten jeden parametr może być wielkością kryterialną w ocenie globalnej stanu technicznego lub zagrożenia zdrowia człowieka-operatora w systemie biologiczno-technicznym.

4. OCENA ZMIANY STANU TECHNICZNEGO, DETEKCJA USZKODZEŃ I POSTAWIENIE DIAGNOZY

Strukturalny i globalny przepływ energii w systemie mechanicznym lub biologiczno-mechanicznym silnie zależy od stanu technicznego i stanu fizjologicznego subsystemu biologicznego badanego systemu. Zmiana globalnego przyrostu przepływu energii na **poziomie I - systemu** o zadaną wartość jest sygnałem do rozpoczęcia procesu diagnozy. Istotną sprawą jest wskazanie miejsc wystąpienia zmian, a następnie ustalenie przyczyn. W realizacji tego zadania jest przydatny schemat strukturalnego i globalnego przepływu energii w badanych systemach pokazany na rys. 1. Rysunek 1 przedstawia strukturalny i globalny



Rys. 1. Schemat strukturalnego i globalnego przepływu energii w metodzie energetycznej diagnostyki systemu mechanicznego lub biologiczno-mechanicznego

przepływ energii w badanym systemie zgodny z jego dynamicznym modelem o czterech poziomach strukturalnych: **I- system, II-subsystem, III-element, IV-punkt redukcji**. Punktami reprezentatywnymi dla struktury dynamicznej są punkty redukcji, których przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia można wyznaczyć z analizy dynamicz-

nej. W energetycznej metodzie diagnostyki możliwe jest obliczenie przyrostu energii przepływającej przez punkt redukcji w określonym czasie oraz rozbiecie jego na trzy rodzaje energii przez zastosowanie Elementarnych Procesorów Przepływu Energii MWD do każdego punktu redukcji. W metodzie tej możliwa jest zatem detekcja miejsc o maksy-

malnym przyroście dawki energii w stosunku do okresu porównawczego lub do wartości kryterialnej określonej w odrębnych badaniach. Tym samym wskazane są miejsca (punkty redukcji), w których dochodzi do największych zmian dynamicznych parametrów zastępczych sygnalizujących początek procesu przyspieszonej (w stosunku do normalnej – zakładanej) degradacji struktury systemu. Wartość przyrostu przepływu energii w określonym czasie pozwala stwierdzić czy jest to już uszkodzenie elementu czy tylko początek niebezpiecznej dla systemu zmiany właściwości fizycznych w wyszukiwanym punkcie redukcji.

Postawienie diagnozy ułatwia analiza rodzaju energii, dla której zaobserwowano największy przyrost przepływu (dawkę energii w określonym czasie). Wzrost przepływu energii na pokonanie sił tarcia wewnętrznego i na styku ciał (wzrost energii dysypacji) oraz zmiana przepływu energii sprężystości sygnalizuje np. początek zjawiska pęknięcia elementu.

Istotną właściwością prezentowanej metody jest możliwość relatywnej oceny wzrostu przepływu energii we wszystkich punktach i ustalenie rankingu punktów z punktu widzenia jej wartości. W ten sposób wskazane są punkty redukcji, elementy, do których one należą i subsystemy składające się z tych elementów. Obserwacja taka wskazuje, w których punktach redukcji degradacja systemu postępuje najszybciej i pojawiają się (lub mogą pojawić się) uszkodzenia. Umożliwia to działanie profilaktyczne zapobiegające poważnym awariom w przypadku ich niewykrzycia.

Wartościami dopuszczalnymi mogą być wartości ustalone w początkowym okresie eksploatacji systemu (po dotarciu), gdy stan techniczny wszystkich subsystemów i elementów jest dobry.

Określenie rankingu obciążenia wewnątrz struktury dynamicznej jest szczególnie przydatne w energetycznej diagnostyce konstrukcyjnej na I etapie życia obiektu, którym jest projektowanie. Umożliwia ono optymalizację energetyczną powstającej konstrukcji (z wykorzystaniem jej wirtualnego modelu dynamicznego i energetycznego) prowadzącą do równomiernego rozłożenia obciążeń, spełnienia wymagań wytrzymałości zmęczeniowej we wszystkich punktach redukcji - zanim powstanie realny model lub prototyp maszyny.

W przypadku systemów biologiczno-mechanicznych takich jak Człowiek – Maszyna możliwe jest określenie energetycznego obciążenia dynamicznej struktury Człowieka wywołanej oddziaływaniem Maszyny na Człowieka i odwrotnie. Zna-

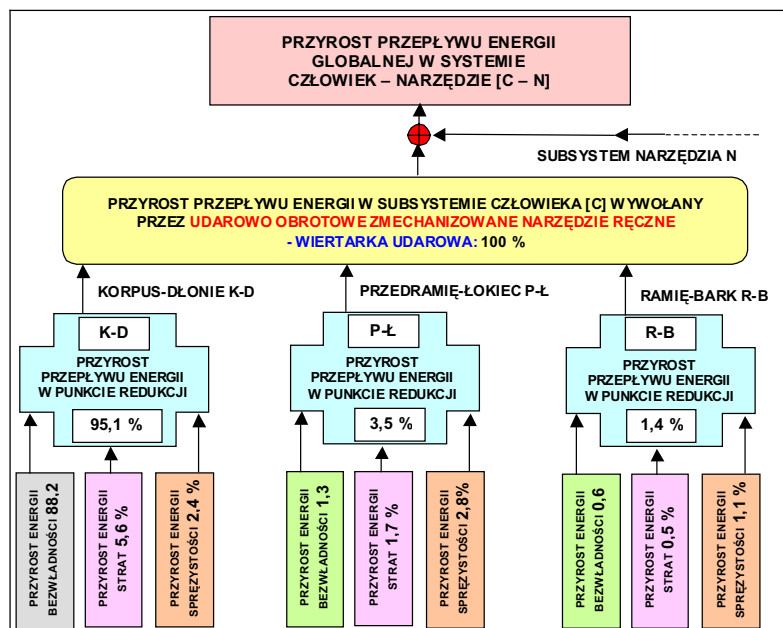
jomość dopuszczalnych wartości parametrów energetycznych umożliwia optymalizację konstrukcji maszyny dopasowującą maszynę do psychofizycznych właściwości człowieka. Jest to naczelne zadanie ergonomii [51, 61] realizowane w zaproponowanej metodzie z energetycznymi kryteriami dostosowania Maszyny do Człowieka [11].

5. PRZYKŁAD ENERGETYCZNEJ DIAGNOSTYKI SYSTEMÓW BIOLOGICZNO – TECHNICZNYCH

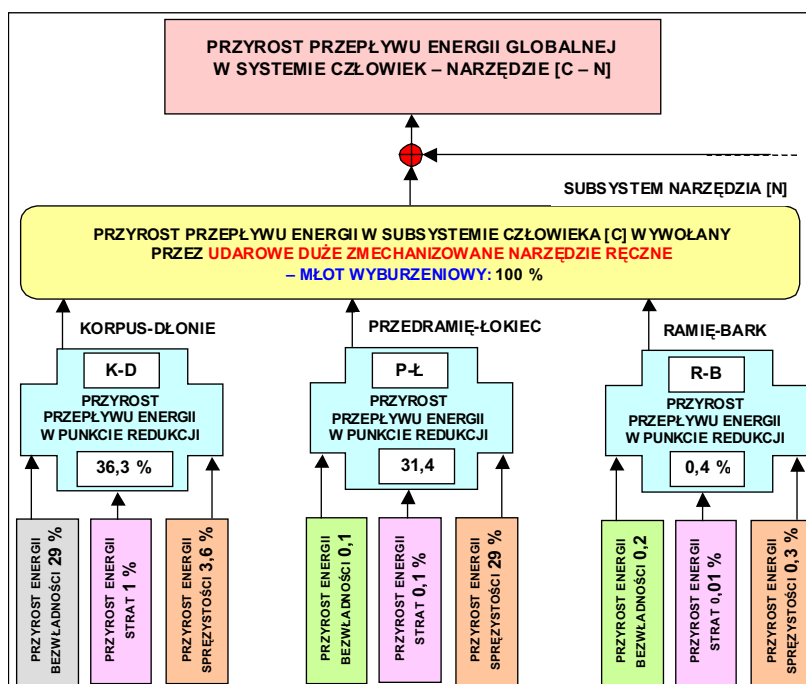
Jako przykład przedstawiono **energetyczną diagnostykę konstrukcyjną** systemów biologiczno-technicznych Człowiek – Maszyna. Subsystemami Maszyna w badanych systemach były dwa typy zmechanizowanych narzędzi ręcznych: wiertarka udarowa oraz młot wyburzeniowy o konwencjonalnej konstrukcji - bez systemów wibroizolacji. **Celem energetycznej diagnostyki było określenie zagrożenia zdrowia człowieka-operatora posługującego się ww. narzędziami.** Zagrożenie zdrowia związane jest z koncentracją przepływu energii w ciele człowieka. Ten fakt potwierdzają fizjologowie zajmujący się oceną oddziaływania wibracji na człowieka [52, 53, 58, 60, 62].

Badania energetyczne na potrzeby diagnostyki energetycznej prowadzone były tylko w systemie Człowiek – Narzędzie dla obu narzędzi. W niniejszej publikacji ograniczono się do przedstawienia rozdziału mocy w subsystemie Człowieka-operatora [30]. W prezentowanych badaniach określono maksymalne moce chwilowe (maksymalne szybkości płynięcia energii). Wartości maksymalne moce chwilowej świadczą o dynamice przepływu, czyli o natężeniu przepływu energii w jednostce czasu. W celu porównania uzyskanych wartości natężenia przepływu energii we wszystkich punktach redukcji modelu dynamicznego, określono procentowy udział natężenia przepływu w każdym punkcie redukcji w stosunku do sumarycznej wartości wszystkich mocy maksymalnych. Wyniki tej analizy przedstawiono na dwóch kolejnych rysunkach nr 2 i 3.

Rysunek 2 dotyczy skutków energetycznych oddziaływania **wiertarki udarowej** na człowieka-operatora. W modelowaniu wykorzystano średni model człowieka z normy ISO [64]. Analiza wykazała, że maksymalną dynamikę przepływu energii wykazuje punkt redukcji nazwany Korpus-Dłonie (K-D) - 95,1 %, potem Przedramię-Łokieć (P-Ł) - 3,4 %, a następnie Ramię-Bark (R-B) - 1,4 %.



Rys. 2. Strukturalny i rodzajowy rozdział maksymalnej mocy chwilowej w systemie Człowiek – Udarowo Obrotowe Zmechanizowane Narzędzie Ręczne (wiertarka udarowa) jako rezultat energetycznej diagnostyki systemu biologiczno-technicznego



Rys. 3. Strukturalny i rodzajowy rozdział maksymalnej mocy chwilowej w systemie Człowiek – Udarowe Duże Zmechanizowane Narzędzie Ręczne (młot wyburzeniowy) jako rezultat energetycznej diagnostyki systemu biologiczno-technicznego

Punkt redukcji K-D jest punktem, w którym znajduje się impulsowe źródło drgań mechanicznych generujące T okresowy ciąg impulsów sił zderzeniowych. Jak wykazały badania punkt ten jest najbardziej obciążony w dynamicznej strukturze subsystemu Człowiek-operatora. Analiza rodzaju mocy w tym punkcie wykazała, że najwięk-

szą moc stanowi moc bezwładności – 88,2 %, potem moc strat – 5,6 % i moc sprężystości 2,4 %. Porównawcza analiza rodzajowego rozdziału mocy w pozostałych punktach redukcji wykazała, że punkt K-D jest bardzo silnie obciążony wszystkimi rodzajami mocy. Tylko moc sprężystości w punkcie P-Ł ma wartość o 0,4 % większą niż w punkcie K-

D. Taki stan obciążenia punktu K-D umożliwia **postawienie diagnozy**, że w ciele człowieka w tym punkcie – czyli dłoniach, występują zaburzenia przepływu krwi, następuje wzrost temperatury ciała dłoni (zaburzenia funkcjonowania mechanizmu utrzymywania stałej temperatury) i silnie są obciążone elementy sprężyste połączeń wszystkich kości śródrezcza i palców.

Obciążenie elementów sprężystych może wywołać zaburzenia funkcjonowania aparatu ruchowego dłoni i palców i prowadzić do uszkodzeń stawów i ich więzadeł, torebek stawowych, ścięgien oraz mięśni.

Przyczyną tego stanu jest bardzo silne pobudzenie do drgań korpusu i ręki wiertarki zderzeniowymi siłami impulsowymi. **Prognoza zagrożenia zdrowia** człowieka-operatora używającego takiego narzędzia w czasie pracy wskazuje na możliwość doprowadzenia do silnych zaburzeń fizjologicznych w dłoniach operatora i wywołania szeregu różnych rodzajów uszkodzeń ciała w tym miejscu. Przedstawiony na rys. 3 rozdział maksymalnych mocy chwilowych w tych samych punktach redukcji, ale dla przypadku używania **młota wyburzeniowego** o masie 10 kg, różni się od poprzedniego

Maksymalną wartość mocy chwilowej uzyskano dla punktu K-D – 36,3 %, potem punktów P-Ł – 31,4 % i dla R-B – 0,4 %. Energetyczna diagnostyka wykazała, że największy udział w mocy punktu K-D ma moc bezwładności – 29 %. Pozostałe moce stanowią tylko: moc dyssypacji – 1 % i moc sprężystości 3,6 %. Analiza rodzaju mocy w punkcie P-Ł wykazała, że w tym punkcie maksymalną moc stanowi moc sprężystości – 29 % całej mocy sił obciążających człowieka.

Diagnoza zagrożenia zdrowia człowieka w tym przypadku wskazuje na: zaburzenie przepływu krwi w naczyniach dłoni, zaburzenia funkcjonowania elementów sprężystych zawartych w punkcie P-Ł oraz na trzecim miejscu: stawów kości śródrezcza i palców. **Przyczyną** takiego odmiennego stanu jest inna charakterystyka dynamiczna systemu Człowiek – Narzędzie wywołana inną masą narzędzia oraz inną charakterystyką źródła drgań. **Prognoza zagrożenia zdrowia** człowieka, w przypadku dalszego stosowania młota wyburzeniowego, jest związana z wystąpieniem zaburzeń przepływu krwi w naczyniach dłoni, zaburzeń funkcjonowania i uszkodzeń ścięgien, mięśni, więzadeł i torebek stawowych stawów łokciowych oraz w mniejszym stopniu tych samych elementów aparatu ruchu dłoni i palców.

6. WNIOSKI I PODSUMOWANIE

Przedstawiona w artykule energetyczna diagnostyka technicznych i biologicznych, inteligentnych systemów biologiczno-technicznych umożliwia ho-

listyczną diagnozę stanu technicznego oraz zagrożenia zdrowia człowieka-operatora wywołanego współpracującej z nim maszyny. Stwierdzony stan zagrożenia zdrowia wywołany może być nie tylko niewłaściwą konstrukcją pozbawioną wibroizolacji uchwytów (konwencjonalne narzędzia o typowej konstrukcji), ale również złym stanem technicznym badanych narzędzi.

Przedstawiona metoda energetycznej diagnostyki, wykorzystująca model energetyczny badanego systemu, jest metodą bezinwazyjną. Umożliwia ona określenie energetycznego obciążenia w biomechanicznych punktach redukcji związanych z ciałem człowieka na podstawie danych na styku Człowieka z Maszyną.

Hierarchizacja obciążenia struktury dynamicznej oraz możliwość rodzajowej analizy mocy w poszczególnych punktach redukcji, umożliwia prognozę zagrożenia zdrowia człowieka-operatora co do miejsc wystąpienia zaburzeń funkcjonowania lub uszkodzeń ciała oraz ich rodzajów. Analiza ta potwierdza tezę, że szkodliwość oddziaływania wibracji na człowieka związana jest z koncentracją przepływu energii [30, 33]. Metoda energetycznej diagnostyki umożliwia wyznaczenie tych miejsc i określenie rodzajów energii płynących do poszczególnych punktów ciała zawartych w punktach redukcji badanej struktury dynamicznej.

Przedstawione przykłady energetycznej metody diagnostyki pozwalają sformułować użyteczny wniosek, że metoda ta może być stosowana również w przypadku dynamicznej analizy konstrukcji obiektów technicznych [48, 55]. **Energetyczna diagnostyka konstrukcyjna** umożliwia zatem ocenę wariantów konstrukcyjnych obiektów technicznych, hierarchizację obciążeń struktury dynamicznej, zapobieganie ich koncentracji oraz ocenę oddziaływania na człowieka i środowisko [54].

Metoda energetycznej diagnostyki będzie rozwijana dalej i dotyczyć będzie pozostałych etapów życia obiektów technicznych.

LITERATURA

- [1] BURSTRÖM L., BYLUND S. H.; The influence of vibration-free periods on the absorption of power, 35th United Kingdom Group Meeting on Human Responses to Vibration, held at ISVR, University of Southampton, Southampton, 13-15 Sept. 2000, England, pp. 83-88
- [2] CEMPEL C.; Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn, WNT, Warszawa 1982
- [3] CEMPEL C.; Theory of energy transforming systems and their application in diagnostics of operating systems. App. Math. And. Comp. Sci., Vol. 3, 1993, 533-548
- [4] CEMPEL C.; Damage initiation and evolution in operating mechanical systems, Bulletin of the Polish Acad. of Sci., Technical Sciences Vol. 40, No. 3, 1992

- [5] CEMPEL C., NATKE H. G.; *Holistic Dynamics of Systems*. J. Sys. Eng. No 6, London, Springer, 1996, 33-45
- [6] CEMPEL C., NATKE H. G.; *The modelling of Energy Transforming and Energy Recycling Systems*. J. Syst. Eng. No 6, 1996, London, Springer, s. 79-88
- [7] DOBRY M.W.; *Energy flow in a power-unit of hand-held impact tools with vibro-isolation of feed force realised by WOSSO system*. Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. Proceedings, Politecnico di Milano, 29 August / 2 September 1995, Italy, 2765-2769
- [8] DOBRY M.W.; *Energy flow in Human - Tool - Base System (MTBS) with application of WoSSO vibroisolation subsystem*. XVIIth Symposium Vibrations in Physical Systems, May 22-25, Polit. Poznańska, Poznań - Błażejewko, 1996, s.98-99
- [9] DOBRY M.W.; *Energy flow in Man - Tool - Base System*, Lecture Notes of the ICB Seminars, Vol.29, Wyd. International Centre of Biocybernetics, Warszawa 1996, pp. 35-56
- [10] DOBRY M. W.; *Energy flow in Human - Tool - Base System (HTBS) and its experimental verification*, Proceedings. Eighth Internat. Conference on Hand-Arm Vibration, 9-12 June 1998, Umeå, Sweden, pp. 31-40
- [11] DOBRY M. W.; *Optymalizacja przepływu energii w systemie Człowiek - Narzędzie - Podłoże (CNP)*., Wyd. Politechniki Poznańskiej 1998; Seria: Rozprawy Nr 330 ISSN 0551-6528 Poznań, marzec 1998, 128 s.
- [12] DOBRY M. W.; *Energetyczne wskaźniki bezpieczeństwa (EWB) mechanicznych i biomechanicznych systemów*, Vibrations in Physical Systems, XVIII th Symposium, Poznań-Błażejewko, May 27-30, 1998 s. 95-96
- [13] DOBRY M. W.; *Skuteczna ochrona człowieka przed energią drganiową*. Materiały konferencyjne. Ósme krajowe Sympozjum Wpływ Wibracji na Otoczenie. Politechnika Krakowska, 28-30 września 1998 r., Kraków-Janowice, s. 121-128
- [14] DOBRY M.W.; *Energy coefficients of safety (ECoS) of power-driven hand-held tools*. Proceedings. Vol. 5, Tenth World Congress on the Theory of Machine and Mechanisms, University of Oulu, June 20-24, 1999, Finland, pp. 1956-1961
- [15] DOBRY M.W.; *Energy flow in the dynamic structure of a Human-Tool-Base System and effective protection of the human subsystem against energy transmitted from hand-held impact tools*. PROCEEDINGS. Sixth International Congress on Sound and Vibration, Ed. By Finn Jacobsen, Technical University of Denmark, Copenhagen - Lyngby 5-8 July 1999, pp. 1953-1958
- [16] DOBRY M.W.; *Dystrybucja mocy w dynamicznej strukturze systemu Człowiek - Maszyna*. Acta of BIOENGINEERING and BIO-MECHANICS, Vol. 1, Supplement 1, 1999 r., s. 105-108
- [17] DOBRY M.W.; *Energetyczne oddziaływanie drgań technicznych środków transportu na organizm ludzki - Wprowadzenie*. Międzynarodowe Seminarium Naukowo-Techniczne, Zakład Podstaw Budowy Urządzeń Transportowych, Wydz. Transportu, Polit. Warszawska, Warszawa, Listopad 1999 r. s. 125-134
- [18] DOBRY M.W.; *Pierwsza Zasada Przepływu Energii jako podstawa uogólnionej metody analizy dynamicznej systemów mechanicznych*; Krajowa Konferencja „Napędy'99”, Szczyrk, 13-14 grudnia 1999 r. OBR „REDOR” Bielsko Biała, Kat. Robotyki i Dynamiki Maszyn AGH Kraków, Ergo-control Sp. z O.O. - Kraków, s. 117-122
- [19] DOBRY M. W.; *Uogólniona - energetyczna metoda analizy dynamicznej struktur mechanicznych i biomechanicznych*. Vol. IX - Structural Acoustics & Mechanics for Environmental Protection. Ed. by Polish Acoustical Society, Kraków Dep., Kraków 2000, pp. 93-98
- [20] DOBRY M. W.; *Energetyczna ocena norm drganiowych*. VOL. V. WAVE METHODS AND MECHANICS IN BIOMEDICAL ENGINEERING, Ed. by Polish Acoustical Society, Kraków Dep., Kraków 2000, s. 169-174
- [21] DOBRY M. W.; *Energy flow in Human-Tool-Base System (HTBS) and its experimental verification*. Proceedings. Eighth International Conference on Hand-Arm Vibration, 9-12 June 1998, Umeå, Sweden, ARBETSLIVSRAPPORT NR 2000:4, National Institute for Working Life, Umeå 2000, Sweden, pp. 31-40,
- [22] DOBRY M. W.; *Generalised theory foundations of advanced energy condition monitoring of machines*, Abstracts and invited lectures, XIXth Symposium - Vibrations in Physical Systems - Polit. Poznańska, IMS, Poznań-Błażejewko 2000, pp. 96-97
- [23] DOBRY M. W.; *Teoretyczne podstawy energetycznej metody oceny konstrukcji maszyn i mechanizmów*. Proceedings. XVII Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Dydaktyczna Teorii Maszyn i Mechanizmów, Polit. Warszawska, Warszawa-Jachranka, 6 - 8 września 2000 r. s. 91-96
- [24] DOBRY M. W.; *Advanced analysis of Human - Machine Systems in energy flow domain*, 35^h United Kingdom Group Meeting on Human Responses to Vibration, held at ISVR, University of Southampton, Southampton, England, 13-15 September 2000, pp. 89-99
- [25] DOBRY M.W.; *Podstawy teoretyczne uogólnionej - energetycznej diagnostyki struktur mechanicznych i systemów biomechanicznych*. II Międzynarod. Kongres Diagnostyki Techn., Tom 1, Referaty Zamawiane, Polit. Warszawska, 19-22.09.2000, s. 95-105, (streszczenie po angielsku w: Abstracts. Volume 2, pp. 103),
- [26] DOBRY M. W.; *Przepływ energii w przypadkach złożonych stanów interakcji w systemie Człowiek - Maszyna*. Wprowadzenie. Acta of Bio-

DOBRY, Energetyczna metoda diagnostyki...

engineering and Biomechanics, Vol. 2, Supplement 1, 2000, Oficyna Wyd. Polit. Wrocławskiej, Wrocław 2000, pp. 131-136

[27] DOBRY M.W.; Podstawy zaawansowanej diagnostyki energetycznej systemów mechanicznych i biomechanicznych. Diagnostyka Vol. 23, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski, Olsztyn, wrzesień 2000 r. s. 23-26

[28] DOBRY M. W.; Generalised theory foundations of advanced energy condition monitoring of machines, Abstracts and invited lectures, XIXth Symposium – Vibrations in Physical Systems – Politechnika Poznańska, IMS, Poznań-Błażejewko 2000, pp. 96-97.

[29] DOBRY M. W.; Characteristics of structural and global power distribution in mechanical and biomechanical systems as foundation for their diagnostics, Structures – Waves – Biomedical Engineering, Structural Acoustics, 2001, Vol. X, No.1, Polish Acoustical Society, Kraków Division, Kraków 2001, POLAND, pp. 17-24

[30] DOBRY M. W.; Analysis of structural energy flow in mechanical and biomechanical systems, Abstracts, 9th International Conference on Hand-Arm Vibration, Institut National de Recherche et de Securite (INRS), 5-8 June, 2001 – Nancy, France

[31] DOBRY M. W.; Podstawy energetycznego modelowania, analizy i diagnostyki w systemach mechatronicznych i biomechanicznych, V Szkoła Metody Aktywne Redukcji Drgań i Hałasu. AGH, Wydział Inżynierii i Mechanicznej i Robotyki, Katedra Automatyzacji Procesów, Krynica 22-25 maja 2001 r.

[32] DOBRY M. W.; Energetyczne portrety strukturalnego i globalnego rozdziału mocy w systemach mechanicznych i biomechanicznych jako podstawa ich energetycznej diagnostyki. Zeszyty Naukowe MECHANIKA nr 83, Polit. Krakowska, Kraków 2001, s. 57-68

[33] DOBRY M. W.; Energy diagnostics and assessment of dynamics of mechanical and biomechanical systems, Machine Dynamics Problems 2001, Vol. 25, No.3/4 Warsaw University of Technology, Warsaw 2001, pp. 35-54

[34] DOBRY M. W.; Energy diagnostics of biomechanical systems with application of energy portraits of instantaneous power distribution characteristics, Structures – Waves – Biomedical Engineering, Structural Acoustics, 2001, Vol. XI, No.1, Polish Acoustical Society, Kraków Division, Kraków 2002, POLAND, pp. 19-28

[35] DOBRY M. W.; Energy analysis of mechanical and biomechanical systems, Abstracts and invited lectures. XXth Jubilee Symposium Vibration in Physical Systems, Poznań-Błażejewko, May 21-25, 2002, pp. 18-33

[36] DOBRY M.W.; Energetyczna diagnostyka systemów biologiczno-mechanicznych, Konferencja Diagnostyka Techniczna' 2003, Politechnika Śląska, Węgierska Górka 2003

[37] DOBRY M. W.; Procesy przejściowe przepływu energii w systemach biologiczno-mechanicznych Człowiek – Zmechanizowane Narzędzie Ręczne, X Konferencja Naukowa Wibrotechniki i Wibroakustyki, V Ogólnopolskie Seminarium Wibroakustyka w Systemach Technicznych, 24-25.03.2003, Akademia Górniczo Hutnicza w Krakowie, Kraków 2003

[38] DOBRY M. W.; Energy analysis of mechanical and biomechanical systems, Studia I Materiały LIII, Technika 3, Współczesne problemy techniki, Oficyna Wydawnicza Uniwersytetu Zielonogórskiego, Zielona Góra 2003, s. 137-158

[39] DOBRY M. W., KOLECKA M.; Energetyczny wpływ drgań ogólnych na organizm człowieka, Zeszyty Naukowe MECHANIKA nr 83, Polit. Krakowska, Kraków 2001, s. 69-76

[40] DOBRY M. W., KOLECKA M.; Rozdział mocy w systemie Człowiek – Pojazd, Proceedings 12th International Conference on Noise Control, Noise Control '01, 24-26 September, 2001 Kielce, CIOP Warszawa 2001, s. 95-101

[41] DOBRY M. W., MISZCZAK M.; Dynamiczny model systemu Człowiek – Maszyna w przypadku posługiwania się dużymi narzędziami zmechanizowanymi, Acta of Bioengineering and Biomechanics, Vol. 2, Supplement 1, 2000, Oficyna Wyd. Polit. Wrocławskiej, Wrocław 2000, pp. 125-130

[42] DOBRY M. W.; Energy analysis of mechanical and biomechanical systems, Abstracts and invited lectures. XXth Jubilee Symposium Vibration in Physical Systems, Poznań-Błażejewko, May 21-25, 2002, pp. 18-33

[43] Dobry M. W.: Energetyczna diagnostyka systemów biologiczno-mechanicznych, Konferencja Diagnostyka Techniczna, Węgierska Górka 2003

[44] DOBRY M. W.; Energy analysis of mechanical and biomechanical systems, STUDIA I MATERIAŁY LIII, TECHNIKA 3, Współczesne problemy techniki, Oficyna Wyd. Uniwersytetu Zielonogórskiego, Zielona Góra 2003, s. 137-158 (chapter in monograph)

[45] ENGEL Z.; Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem, PWN, Warszawa, 1993

[46] GRIFFIN M. J.; Handbook of human vibration, London: Academic Press, 1990

[47] KARNOPP D., ROSENBERG R.; System dynamics: A unified approach, A Wiley-Interscience Publ. 1975, John Wiley & Sons New York / London / Sydney / Toronto

[48] KAŻMIERCZAK H.; Analiza rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych, Wyd. Polit. Poznańskiej, Rozprawy nr 363, Poznań 2001

[49] LAYON R.H.; Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Applications, MIT Press. 1975

[50] LUNDSTRÖM R.; Absorption of mechanical energy in the skin of human hand while exposed to

vibration, J. Low Freq. Noise Vib. No 3, 1987, 113-120

[51] LINDQVIST B., Power Tool Ergonomics, Boardwalk International AB, 1997

[52] MARKIEWICZ L.; Fizjologia i higiena pracy. Wibracja. Instytut Wydawniczy CRZZ, Warszawa 1980

[53] MAREK K., Choroby zawodowe, PZWL, Warszawa 2003

[54] NADER M.; Modelowanie i symulacja oddziaływania drgań pojazdów na organizm człowieka. Oficyna Wyd. Polit. Warszawskiej, Warszawa 2001

[55] ORŁOWSKI Z.; Diagnostyka w życiu turbin parowych. WNT, Warszawa 2001

[56] PANUSZKA R.; Metody całkowite i energetyczne w akustyce. Wyd. PTA w Krakowie, Kraków 2000

[57] PAVIC G.; Acoustical power flow in structures. A Survay. Inter Noise 88, Avignon, France, 1988, 101-104.

[58] PELMEAR P. L., TAYLOR W., WASSERMAN D. E.; Hand-Arm Vibration, Van Nostrand Reinhold, New York

[59] PRACA ZBIOROWA pod redakcją C. CEMPLA.; Wnioskowanie diagnostyczne, Materiały IX Szkoły Diagnostyki, Politechnika Poznańska, IMS, Poznań-Rydzyna 1989 r.

[60] TAYLOR W., PELMEAR P. L.; Vibration White Finger in Industry, Academic Press, London – New York – San Francisco, 1973

[61] TYTYK E.; Projektowanie ergonomiczne, PWN, Warszawa-Poznań 2001

[62] WASSERMAN D. E.; Human Aspects of Occupational Vibration, Elsevier, Amsterdam – Oxford – New York – Tokyo 1987

[63] WOJSZNIŚ M.; DOBRY M.; The Influence of Tool Mass on Energy Phenomena in a Biomechanical Human – Big Demolishing Hammer System, W: Structures – Waves – Human Health, Biomedical Engineering, Vol. XII, No. 1, Polish Acoustical Society, Division Kraków, Kraków 2003, pp. 141-150

[64] INTERNATIONAL STANDARDISATION ORGANISATION, ISO/FDIS 10068:1998. Mechanical vibration and shock – Free mechanical impedance of human hand-arm system at the driving point.

gonomii Metasystemu: Człowiek – Techniczny Obiekt – Środowisko. Jego dziedzina aktywności naukowej to: Mechanika, a specjalności – Mechanika stosowana, Dynamika maszyn i systemów biologiczno-mechanicznych, Wibroakustyka, Przepływ energii i rozkład mocy w systemach mechanicznych i biologiczno-mechanicznych, Diagnostyka energetyczna systemów mechanicznych i biologiczno-mechanicznych, Ochrona człowieka i środowiska przed drganiami i hałasem. Członek Sekcji Dynamiki i Mechaniki Eksperymentalnej Komitetu Mechaniki PAN oraz Komisji Ergonomii PAN, Autor: 1 monografii, ponad 100 publikacji, 29 patentów krajowych i zagranicznych chroniących konstrukcję wibroizolatorów WoSSO i drganiowo bezpiecznych ręcznych narzędzi uderzeniowych (w Polsce, Europie, i USA).



Dr hab. inż. Marian Witalis DOBRY, prof. nadzw. Jest pracownikiem naukowo-dydaktycznym Politechniki Poznańskiej. Obecnie pełni funkcję Prodziekana ds. Kształcenia na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania oraz jest kierownikiem Lab. Dynamiki i Er-

ENERGETYCZNA TRANSMITANCJA STRUKTURY BIODYNAMICZNEJ CZŁOWIEKA PODDANEGO DZIAŁANIU WIBRACJI OGÓLNEJ

Marian Witalis DOBRY, Magdalena GRYGOROWICZ

Politechnika Poznańska, Instytut Mechaniki Stosowanej, Zakład Wibroakustyki i Bio-Dynamiki Systemów
60 – 965 Poznań, ul. Piotrowo 3,
e-mail: MarianDobry@put.poznan.pl, MagdalenaGrygorowicz@doctorate.put.poznan.pl

Streszczenie

Badania przepływu energii w biodynamicznej strukturze ciała ludzkiego w pozycji siedzącej przy pobudzeniu do kinematycznych drgań siedziska umożliwiły zdefiniowanie i obliczenie wartości energetycznej transmitancji w funkcji częstotliwości pasma normowego oraz wartości transmitancji dla wszystkich punktów redukcji modelu dynamicznego badanej struktury. Transmitancja wykazała pasma częstotliwości i miejsca wzmocnienia oraz redukcji przepływu energii.

Słowa kluczowe: Energetyczna transmitancja, przepływ energii w biodynamicznej strukturze, drgania ogólne

ENERGY TRANSMISSIBILITY OF BIODYNAMICAL STRUCTURE OF THE HUMAN BODY EXPOSED ON WHOLE-BODY VIBRATION

Summary

Investigations of energy flow in biodynamical structure of the human body in sitting position during kinematical excitation of seat allows defining and calculating values of energy transmissibility as a function of the frequency standard band and points of reduction of the dynamical model of studied structure. Transmissibility have shown bands of frequencies and points of amplification and reduction of energy flow.

Keywords: Energy transmissibility, energy flow in biodynamical structure, whole-body vibration

1. WPROWADZENIE

Badania literaturowe z zakresu wpływu drgań ogólnych na organizm człowieka-operatora wykazały, że istnieją mało optymistyczne statystyki chorób zawodowych (ponad 6 000 chorych w 2002 r.) [10]. W Polsce ciągle jeszcze mają miejsce nowe przypadki zachorowań na tzw. *zespół choroby wibracyjnej*¹ (około 200 przypadków w 2002 r.) [10]. Dzieje się tak mimo stosunkowo małych wartości dopuszczalnych ważonych przyspieszeń drgań określonych w paśmie normowym dotyczących drgań ogólnych w Polskiej Normie [8]. Całkowity obraz sytuacji uzupełnia liczba istniejących stanowisk pracy, na których pracownik ekspozowany jest na drgania ogólne. W roku 2002 odnotowano ich ponad 3,5 mln [10]. Istniejący stan rzeczy był przyczyną podjęcia próby zbadania wpływu drgań ogólnych na człowieka i poszukiwania nowego obiektywnego kryterium oceny w stosunkowo nowych dziedzinach przepływu energii i rozdziału mocy rozwijanych od 1996 roku w Laboratorium Dynamiki i Ergonomii

Metasystemu: Człowiek – Techniczny Obiekt – Środowisko. Metody energetyczne wykorzystana do tego celu zostały opracowane przez Dobrego [1, 2].

2. METODA ENERGETYCZNA ANALIZY DYNAMICZNEJ SYTEMÓW MECHANICZNYCH I BIOLOGICZNO - MECHANICZNYCH

Metoda energetyczna zastosowana do żywego systemu, który stanowi człowiek, opiera się na analizie biodynamicznego modelu badanego systemu i zastosowaniu zaawansowanej analizy rozdziału mocy i przepływu energii w jego strukturze. Głównym elementem takiej analizy jest modelowanie energetyczne, którego celem jest uzyskanie równoległe modeli: dynamicznego, modelu rozdziału mocy i przepływu energii badanego obiektu. Szczegółowy opis metody można znaleźć np. w [1, 2, 3, 6]. Opisując krótko modelowanie energetyczne można stwierdzić, że składa się ono z trzech zasadniczych faz. Pierwsza faza dotyczy analizy obiektu wybranego do badań (tzw. obiektu rzeczywistego) pod kątem właściwości dynamicznych jego struktury. W drugiej fazie należy opracować energetyczny, strukturalny model fizyczny rozdziału mocy i przepływu energii na podstawie uprzednio opracowanego modelu

¹ *Zespół choroby wibracyjnej* – niespecyficzna, wieloobjawowa odpowiedź organizmu na drgania mechaniczne, wnikaające do ustroju z powierzchni, na której pracownik stoi lub siedzi [4]

dynamicznego badanego obiektu z wykorzystaniem Elementarnych Procesorów Przepływu Energii MWD (EPPE MWD) dla każdego punktu redukcji. Na potrzeby przeprowadzonych badań wpływu drgań na przepływ energii w organizmie człowieka przyjęty został nieco zmodyfikowany model fizyczny człowieka HBMN3 w pozycji siedzącej opracowany przez Nadera [9]. Trzecim etapem metody energetycznej jest budowa globalnego modelu energetycznego w postaci symulacyjnego programu przepływu energii w badanym systemie z wykorzystaniem programu MATLAB/simulink. Przejście z dziedziny dynamiki do dziedziny rozdziału mocy i przepływu energii związane było z zachowaniem dwóch zasad energetycznych sformułowanych przez Dobrego: Pierwszej Zasady Rozdziału Mocy i Pierwszej Zasady Przepływu Energii w Systemie Mechanicznym (zaszytych w EPPE MWD) [1, 2, 3].

3. TRANSMITANCJA ENERGETYCZNA

Opracowany model energetyczny badanej struktury człowieka w pozycji siedzącej umożliwił przeprowadzenie szeregu symulacji przepływu energii w strukturze biodynamicznej człowieka. Poszczególne części i narządy ciała w programie opisane zostały jako punkty redukcji modelu dynamicznych HBMN3.

Parametry wymuszenia kinematycznego przyjęte do badań zostały wzięte z normy drganiowej [12]. Czas trwania symulacji wynosił $t = 22,5$ s. Był to czas, potrzebny do przejścia systemu dynamicznego przez dynamiczny proces przejściowy i osiągnięcia przez system stanu ruchu ustalonego.

Na podstawie uzyskanych wyników w przeprowadzonych badaniach energetycznych zdefiniowano i zaprezentowano po raz pierwszy **energetyczną transmitancję** struktury biodynamicznej człowieka poddanego działaniu wibracji ogólnej. Pokazano również po raz pierwszy jej charakterystykę w dziedzinie częstotliwości.

Energetyczna transmitancja została zdefiniowana jako to stosunek wartości dawki energii przepływającej i absorbowanej przez punkt redukcji badanej struktury dynamicznej w danej częstotliwości i przy ustalonej amplitudzie drgań, odniesione do wartości dawki energii przepływającej i absorbowanej przez ten punkt redukcji dla częstotliwości $f = 4$ [Hz] i stałej amplitudzie drgań w całym badanym paśmie częstotliwości, dla ustalonego czasu symulacji T_s .

Postać matematyczną powyższej energetycznej transmitancji przedstawiono poniżej:

$$ET \left(f, \vec{r}_i \right) = \frac{DE \left(f, \vec{r}_i, T_s \right)}{DE \left(f = 4 \text{ Hz}, \vec{r}_i, T_s \right)}; \quad (1)$$

gdzie: f – częstotliwość w Hz,

\vec{r}_i – wektor wodzący punktu redukcji (położenie punktu w badanej strukturze dynamicznej),

DE – dawka energii w J,

T_s – czas symulacji lub pomiaru przepływu energii.

Charakterystyka energetycznej transmitancji obrazuje krotność wzmocnienia lub redukcji przepływu energii w danym punkcie redukcji badanej struktury w funkcji częstotliwości i jest wielkością bezwymiarową.

Jak wiadomo z normy drganiowej największą wrażliwość na drgania ogólne organizm człowieka wykazuje przy częstotliwości $f = 4$ [Hz] i odpowiadającej jej wartości skutecznej przyspieszenia drgań $a = 0,315 \text{ m/s}^2$ [12]. Taką właśnie amplitudę przyspieszenia drgań przyjęto podczas symulacji jako warunki odniesienia do uzyskania wartości energetycznej transmitancji w paśmie normowym od 1 do 80 Hz.

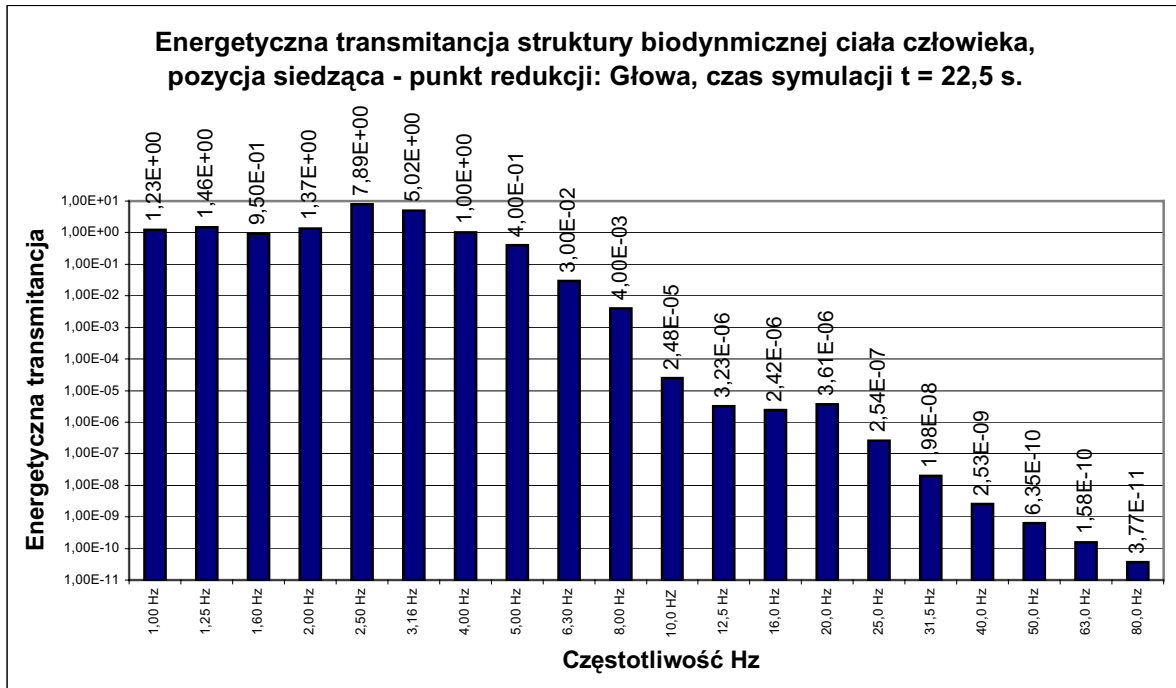
Poniżej na rysunku 1 przedstawiono energetyczną transmitancję dla punktu redukcji - Głowa, a na rysunku 2 energetyczną transmitancję (strukturalną) dla wszystkich punktów redukcji badanej struktury dynamicznej przy częstotliwości pobudzenia kinematycznego równej 2,5 Hz.

Przedstawiona na rysunku 1 energetyczna transmitancja wykonana dla punktu redukcji Głowa charakteryzuje się bardzo dużą dynamiką uzyskanych wartości transmitancji w analizowanym paśmie normowym częstotliwości. Jej rozpiętość osiąga 12 rzędów wielkości. Maksymalne wzmocnienie przepływu energii w tym punkcie redukcji wyniosło 7,89 dla częstotliwości wymuszenia kinematycznego $f = 2,5$ Hz. Natomiast, maksymalna redukcja przepływu energii do punktu redukcji Głowa miała miejsce dla częstotliwości 80 Hz i wyniosła 3,77 E-11.

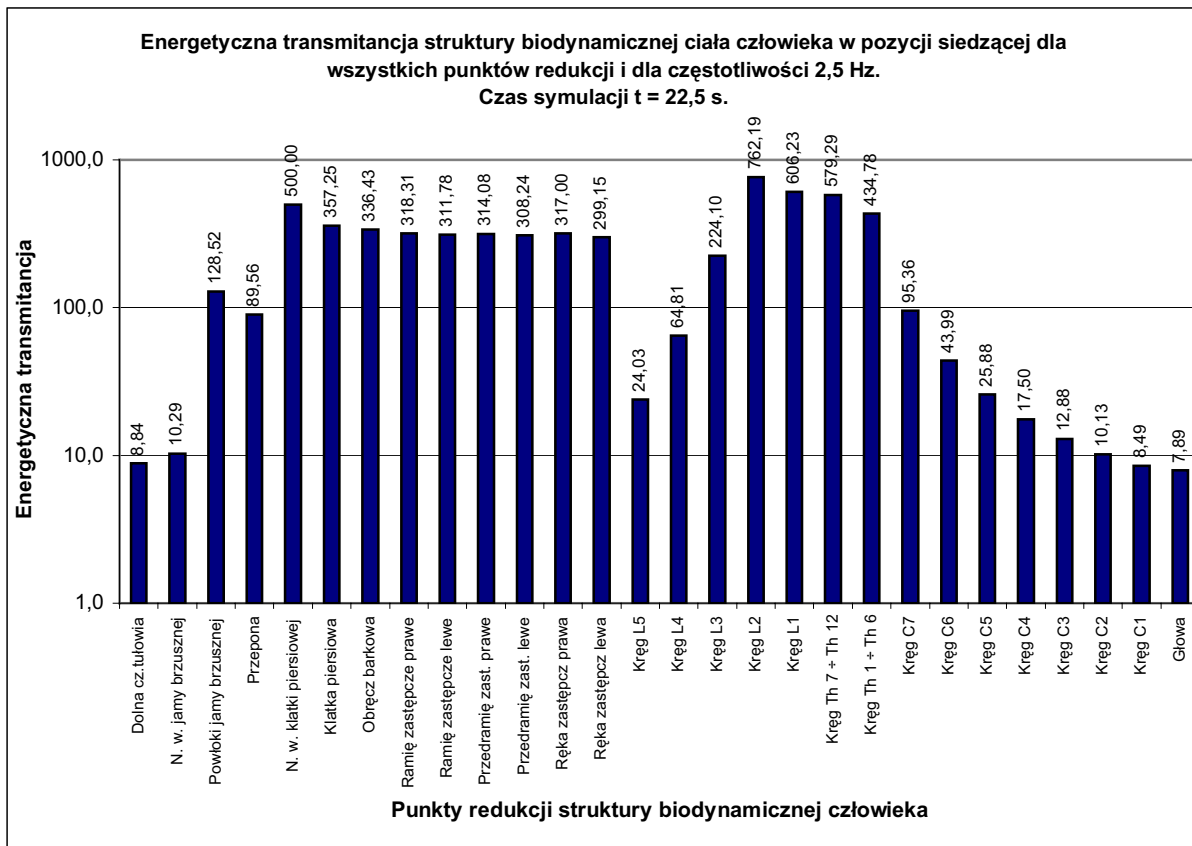
Ogólnie podsumowując te badania można stwierdzić, że wzmocnienie przepływu energii miało miejsce w paśmie niskich częstotliwościach od 1 do 3,16 Hz (z wyjątkiem $f = 1,6$ Hz), natomiast w pozostałym paśmie częstotliwości od 5 do 80 Hz nastąpiła redukcja przepływu energii.

Jak już wspomniano, najwyższą wartość energetycznej transmitancji dla Głowy osiągnięto przy częstotliwości pobudzenia $f = 2,5$ Hz. Z tego powodu wybrano tę częstotliwość do przedstawienia transmitancji energetycznej wszystkich punktów redukcji w modelu HBMN3 i pokazano ją na rysunku 2.

Jak wynika z rysunku, **wszystkie punkty redukcji osiągnęły wzmocnienie przepływu i absorpcji przez nie energii.**



Rys. 1. Energetyczna transmitancja struktury biodynamicznej ciała człowieka w pozycji siedzącej – punkt redukcji: Głowa dla środkowych częstotliwości 1/3 oktaowych w paśmie normowym i amplitudy przyspieszenia drgań siedziska $a = 0,315 \text{ m/s}^2$



Rys. 2. Energetyczna transmitancja struktury biodynamicznej ciała człowieka w pozycji siedzącej dla wszystkich punktów redukcji i dla częstotliwości $f = 2,5 \text{ Hz}$ oraz amplitudy przyspieszenia drgań siedziska $a = 0,315 \text{ m/s}^2$

Najmniejsze wzmocnienie przepływu energii wykazano w punkcie redukcji - Głowa i było równe tylko 7,89. Natomiast największe wzmocnienie przepływu energii wykazała transmitancja dla punktu redukcji – Krąg lędźwiowy L2 i wyniosło ono 762,2.

Przytoczona energetyczna transmitancja potwierdza wzmacniające przepływ energii właściwości dynamicznej struktury ciała ludzkiego w pozycji siedzącej przy pobudzeniu harmonicznym siedziska ze stabilizacją przyspieszenia drgań. Dla energetycznej funkcji przejścia na drodze Siedzisko-Głowa wzmocnienie to jest najmniejsze, co świadczy o anatomicznym – dynamicznym oporze przepływu energii na tej drodze. **Wynik ten świadczy o najlepszej ochronie Głowy – ważnego elementu dynamicznej struktury ciała ludzkiego, przed drganiami kinematycznymi siedziska ocenionej w dziedzinie przepływu energii.**

Energetyczna transmitancja wykazała, że największe wzmocnienie przepływu energii nastąpiło dla następujących punktów redukcji w kolejności malejącej: **Krąg L2 - 762, Krąg L1 - 606, Kregi Th 7÷Th 11 - 579, Kregi Th 1÷Th 6 - 434, Krąg L3 - 224 i Kreg C 7 - 95.** Są to kręgi odcinka lędźwiowego, piersiowego i szyjnego kręgosłupa. **Uzyskane wyniki energetycznej transmitancji potwierdzają najczęściej zgłaszane i rejestrowane przez medycynę pracy dolegliwości i urazy tych odcinków kręgosłupa u kierowców, operatorów maszyn, pojazdów szynowych i pilotów oraz wszystkich innych narażonych na drgania ogólne [9].**

4. PODSUMOWANIE

Zaproponowane nowe podejście do analizy dynamicznej systemów mechanicznych i biodynamicznych w dziedzinie przepływu energii ujawniło istotne z punktu widzenia oceny dynamiki właściwości. Są nimi: duża dynamika zmian kryterialnej wielkości energetycznej, którą jest dawka energii oraz możliwość globalnego ujęcia oceny w postaci globalnej dawki wpływającej do człowieka poddanego oddziaływaniu drgań ogólnych.

Zdefiniowana po raz pierwszy **energetyczna transmitancja badanej struktury dynamicznej** i przedstawiona w funkcji częstotliwości drgań pobudzających umożliwiła wskazanie pasm częstotliwości, dla których zachodzi wzmocnienie i redukcja przepływu energii. **Są to niezwykle istotne dane do opracowania skutecznej wibroizolacji siedzisk kierowców, operatorów maszyn i pilotów oraz energetycznej metody oceny proponowanych rozwiązań konstrukcyjnych**

Opracowana energetyczna transmitancja przepływu energii umożliwia ponadto wskazanie punktów redukcji struktury dynamicznej o najwyższej koncentracji przepływu energii. Daje to możliwość

określenia z dużym prawdopodobieństwem, w którym organie czy narządzie wystąpią zaburzenia funkcjonalne i zmiany chorobowe. Wstępna analiza danych medycznych i koncentracji przepływu energii wykazała zgodność miejsc maksymalnej koncentracji z dolegliwościami zgłaszanymi przez pacjentów przychodni medycyny pracy biorąc pod uwagę np. tylko kręgosłup. Są to kręgi odcinka lędźwiowego, piersiowego i szyjnego [8, 9].

Dalsze badania w tym zagadnieniu będą kontynuowane.

LITERATURA

- [1] Dobry M. W., „*Optymalizacja przepływu energii w systemie Człowiek – Narzędzie – Podłoże (CNP)*”, Rozprawa habilitacyjna. Seria „Rozprawy” nr 330, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań, marzec 1998
- [2] Dobry M. W., „*Pierwsza Zasada Przepływu Energii jako podstawa uogólnionej metody analizy dynamicznej systemów mechanicznych*”. Materiały Konferencyjne „Napędy, IV szkoła analizy modalnej”, Edytor T. Uhl, Szczyrk XII 1999, s. 117–122
- [3] Dobry M. W., „*Energetyczne oddziaływanie drgań technicznych środków transportu na organizm ludzki – wprowadzenie*”, Materiały Konferencyjne, Oddziaływanie drgań technicznych środków transportu na organizm ludzki, Wyd. Transportu, Polit. Warszawska i Rhein – Westfalische Technische Hochschule Aachen, Warszawa XI 1999 s. 125 – 134
- [4] Dobry M. W., Kolecka M. „*Energetyczny wpływ drgań ogólnych na organizm człowieka*” Zeszyty naukowe MECHANIKA nr 83, Politechnika Krakowska, Kraków 2001, s. 69 – 76
- [5] Dobry M. W., Kolecka M. „*Rozdział mocy w systemie Człowiek – Pojazd*”. Proceedings 12th International Conference on Noise Control, Noise Control '01, 24-26 September 2001 Kielce, CIOP Warszawa 2001, s. 95-101
- [6] DOBRY M. W.; „*Energy analysis of mechanical and biomechanical systems*”, STUDIA I MATERIAŁY LIII, TECHNIKA 3, Współczesne problemy techniki, Oficyna Wyd. Uniwersytetu Zielonogórskiego, Zielona Góra 2003, s. 137-158
- [7] Kolecka M., „*Analiza przepływu energii w systemie Człowiek – Pojazd CP*”, Praca dyplomowa magisterska pod kierunkiem M. W. Dobrego, Wyd. Budowy Maszyn i Zarządzania, Politechnika Poznańska, Poznań 2000
- [8] Marek K., „Choroby zawodowe”, PZWL Warszawa 2003
- [9] Nader M., „Modelowanie i symulacja oddziaływania drgań pojazdów na organizm człowieka” Rozprawa habilitacyjna, Wydział Transportu, z. 46, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2001
- [10] Rocznik Statystyczny Rzeczypospolitej Polskiej 2002, Główny Urząd Statystyczny, Warszawa 2002
- [11] PN 82/N-01350. Drgania. Terminologia. Wyd. Normalizacyjne „ALFA”, 1983.
- [12] PN 91/N – 01354. Drgania. Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań o ogólnym oddziaływaniu na organizm człowieka i metody oceny narażenia.

ODDZIAŁYWANIE DRGAŃ MIEJSCOWYCH NA ORGANIZM LUDZKI – OCENA ANALIZY DYNAMICZNEJ I ENERGETYCZNEJ

Marian Witalis DOBRY, Małgorzata WOJSZNIS

Institut Mechaniki Stosowanej, Zakład Wibroakustyki i Bio-Dynamiki Systemów, PP
ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, E-mail: Marian.Dobry@put.poznan.pl; Malgorzata.Miszczak@put.poznan.pl

Streszczenie

W pracy zaprezentowano analizę dynamiczną i energetyczną systemu człowiek-zmechanizowane narzędzie ręczne. Przedstawione przebiegi mocy chwilowej sprężystości pozwoliły określić miejsca największej koncentracji przepływu energii w badanym systemie. Wyniki analizy energetycznej zgadzają się z danymi medycznymi zebranymi dla osób pozostających pod długotrwałym wpływem drgań mechanicznych generowanych przez pracujące narzędzia. Analiza dynamiczna przeprowadzana w dziedzinie amplitud przyspieszeń drgań, jako wielkości kryterialnej, wykazała rozbieżności tej oceny. Analiza energetyczna wykazała zatem zgodność oceny wpływu drgań na organizm człowieka ze skutkami szkodliwego oddziaływania drgań wykazanymi w raportach medycznych w postaci uszkodzeń stawów kończyn górnych.

Słowa kluczowe: analiza dynamiczna, analiza energetyczna, zespół wibracyjny

INFLUENCE OF LOCAL VIBRATIONS ON A HUMAN BODY – ASSESSMENT OF DYNAMICAL AND ENERGY ANALYSES

Summary

The paper presents dynamical and energy analyses of a human – power hand-held tool system. The presented characteristics of instantaneous power of elasticity allowed to define points with the highest concentration of energy flow in the investigated system. The results of energy analysis are coherent with medical data gathered from people who had been exposed to vibrations generated by working tools for a very long time. The dynamical analysis in the domain of vibration acceleration amplitudes showed divergence in the evaluation. Hence, the energy analysis showed consistence in the assessment of influence of vibrations on a human body with the effects of damaging influence of vibrations showed in medical reports as damage to upper limb joints.

Keywords: dynamical analysis, energy analysis, Vibration induced White Finger disease

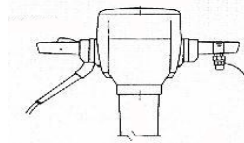
1. WPROWADZENIE

Rozwój techniki, szybsze tempo pracy, wzrost wydajności i masowość produkcji, spowodowały nasilenie i zwiększenie liczby czynników zagrażających zdrowiu i życiu człowieka.

Do takich niekorzystnych zjawisk zalicza się **drgania** towarzyszące każdemu procesowi wytwórczemu. Centralny Instytut Ochrony Pracy (CIOP) w dziale „Bezpieczeństwo i higiena pracy” definiuje drgania mechaniczne jako zespół zjawisk występujących na stanowiskach pracy, polegających na przekazywaniu energii ze źródła drgań od organizmu człowieka przez określone części ciała będące w kontakcie z drgającym źródłem w czasie wykonywania czynności zawodowych.

W pracy rozpatrywano drgania miejscowe, których źródłem jest między innymi Duże Zmechanizowane Narzędzie Ręczne (DZNR) wymagające użycia obu rąk w czasie pracy. Operator w czasie pracy takim narzędziem

przyjmuje postawę symetryczną, wyprostowaną przy kącie ugięcia stawów łokciowych 120° .



Rys. 1. Przykład uchwytów narzędzia ręcznego użytego do analizy

Przyjęty obiekt badań jest przykładem narzędzia ręcznego, w którym drgania powstające w czasie pracy narzędziem tego typu, są przyczyną powstawania zmian chorobowych noszących nazwę **zespołu wibracyjnego** mającego wielopostaciowy i nieswoisty charakter. **Zespół wibracyjny** należy do grupy chorób zawodowych, w której udział narażenia zawodowego jest wysoce prawdopodobny w odróżnieniu od grupy, w której powstanie choroby związane z warunkami pracy graniczy z pewnością (np. pylice płuc).

Energia wibracyjna, w zależności od miejsca wnikania do ustroju, może wywoływać różne symptomy rozwijających się zmian chorobowych. Niekorzystny wpływ drgań może, więc objawiać się po przez napadowe skurcze naczyń, zaburzenia czucia, zaburzenia błędnikowe, zmiany dystroficzne mięśni oraz tworzenie torbieli kostnych.

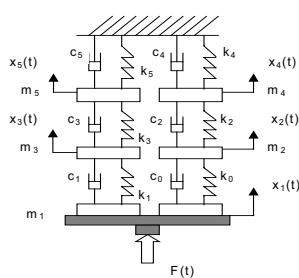
W celu zrozumienia zasad funkcjonowania, zmian stanu obciążeń dynamicznych i przewidywania poprawnego zachowania się systemu w czasie pracy niezbędna jest znajomość dynamiki układu.

Przez *dynamikę* rozumie się naukę o rzeczach zmieniających się w czasie i o siłach, które powodują te zmiany. Dotyczy to zarówno narzędzia, którego energia drgań jest czynnikiem patogenetycznym jak i człowieka obsługującego dane narzędzie.

Analizy dynamiczne prowadzone w dziedzinie amplitud przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń odnoszone do kryteriów normowych nie dały jednoznacznych wyników mających odzwierciedlenie w notowanych zachorowaniach na zespół wibracyjny. Posłużono się, więc uogólnioną analizą dynamiczną wykorzystującą **I Zasadę Przepływu Energii w Systemie Mechanicznym** sformułowaną przez Dobrego [1, 2, 3, 4, 5]. Metoda ta pozwoliła sformułować zasady energetyczne szkodliwości narzędzi ręcznych i wskazania miejsc w organizmie ludzkim najbardziej narażonych na szkodliwy wpływ drgań w oparciu o wartości mocy lub dawki energii przekazywanej do człowieka.

2. MODEL FIZYCZNY I MATEMATYCZNY ANALIZOWANEGO UKŁADU CZŁOWIEK-MASZYNA

Analiza dynamiczna i energetyczna obiektu badań wymagała wpięrc zbudowania modelu fizycznego i matematycznego – patrz Rys. 2.



Rys. 2. Model fizyczny systemu Człowiek – Duże Zmechanizowane Narzędzie Ręczne

Parametry dynamiczne c_0 oraz c_i , $i = 1, 2, 3, 4$ i 5 są współczynnikami zastępczymi tłumienia dla poszczególnych punktów redukcji systemu związanym ze strukturą dynamiczną człowieka-operatora. Uwzględniono masę narzędzia i obu dłoni oznaczając ją wskaźnikiem 1 jako m_1 . Wskaźnik 2 i 3 odnosi się do punktów redukcji Przedramię-Łokieć (PŁ) dla których przyjęto odpowiednio masy m_2 i m_3 . Punkty Ramię-Bark (RB) posiadają zredukowaną masę m_4 i m_5 . Współczynniki zastępcze k_i - gdzie $i = 1, 2, 3, 4$ i 5 modelują sprężystość obu kończyn górnych.

Model matematyczny analizowanej struktury zbudowano z wykorzystaniem równań Lagrange'a II rodzaju i przedstawiono go w postaci równań:

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_0 + c_1) \dot{x}_1 + (k_0 + k_1)x_1 - c_0 \dot{x}_2 - k_0 x_2 - c_1 \dot{x}_3 - k_1 x_3 = F(t); \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + (c_0 + c_2) \dot{x}_2 + (k_0 + k_2)x_2 - c_0 \dot{x}_1 - k_0 x_1 - c_2 \dot{x}_4 - k_2 x_4 = 0; \quad (2)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 + (c_1 + c_3) \dot{x}_3 + (k_1 + k_3)x_3 - c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 - c_3 \dot{x}_4 - k_3 x_4 = 0; \quad (3)$$

$$m_4 \ddot{x}_4 + (c_2 + c_4) \dot{x}_4 + (k_2 + k_4)x_4 - c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_2 = 0; \quad (4)$$

$$m_5 \ddot{x}_5 + (c_3 + c_5) \dot{x}_5 + (k_3 + k_5)x_5 - c_3 \dot{x}_3 - k_3 x_3 = 0; \quad (5)$$

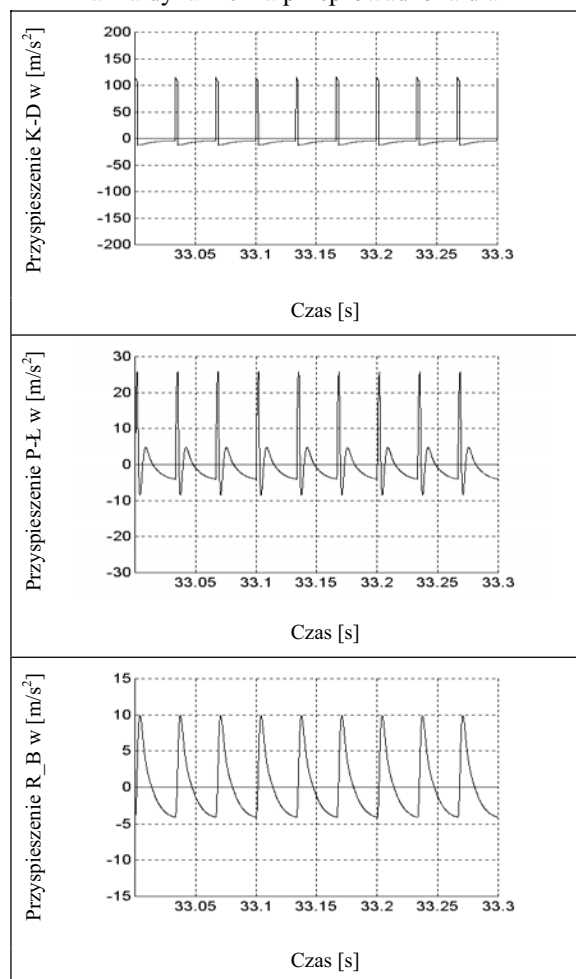
gdzie $F(t) = \sum_{i=1}^N S_i(t) \delta_T(t - t_i)$ - siły impulsowe,

uderzeniowe generowane przez narzędzie w czasie pracy oddziałujące na korpus narzędzia.

Rozwiązanie różniczkowych równań ruchu narzuciło konieczność zastosowania technologii informatycznych stosując Symulacyjny Program Dynamiki Systemu Człowiek - DZNR przy wykorzystaniu programu komputerowego MATLAB / simulink.

3. ANALIZA DYNAMICZNA BADANEGO SYSTEMU

Analiza dynamiczna przeprowadzona dla



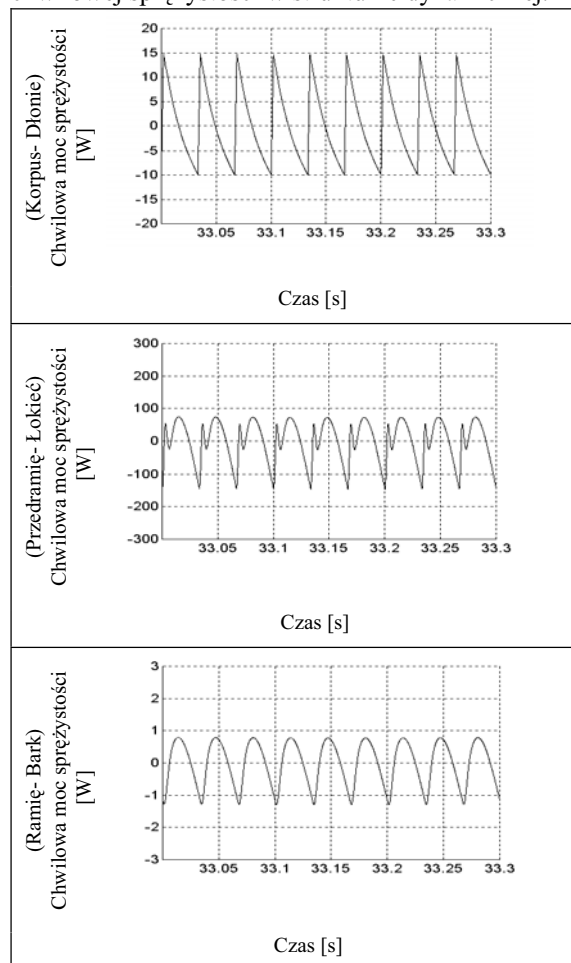
Rys. 3. Wartość przyspieszenia w postaci graficznej dla systemu C-DZNR wzdłuż kierunku „z” dla poszczególnych punktów redukcji

systemu Człowiek - Duże Zmechanizowane Narzędzie Ręczne, w którym narzędzie wymaga równoległego użycia obu rąk, wykazała różnorodność przebiegów w czasie symulacji wielkości charakterystycznych jak: przyspieszenie, prędkość, przemieszczenie. Wielkości te posiadają różne wartości i zróżnicowane przebiegi w czasie w zależności od punktu redukcji, który był badany. Znaczące różnice w wynikach symulacyjnych zaobserwowano dla przyspieszenia w poszczególnych punktach redukcji.

Analizę dynamiczną przeprowadzono symulacyjnie, w której przyjęto: masę narzędzia 10 kg i wymuszenie impulsowe (wysokość impulsu 1200 N, czas – 2 ms). Z analizy tej wynika, że największa amplituda przyspieszenia występuje w punkcie redukcji Korpus-Dłonie, czyli najbliższej narzędzia, a najniższa w punkcie Ramię- Bark.

4. ANALIZA ENERGETYCZNA W UKŁADZIE CZŁOWIEK- MASZYNA

Analiza energetyczna badanego systemu biomechanicznego polegała m.in. na zbadaniu mocy chwilowej sprężystości w strukturze dynamicznej.



Rys. 4. Strukturalny rozdział mocy chwilowej sprężystości w systemie C-DZNR dla poszczególnych punktów redukcji

Zdecydowano się na zbadanie mocy sprężystości, gdyż ocenia ona obciążenie struktury sprężystej i w odniesieniu do człowieka istotnie wpływa na elementy sprężyste takie jak: mięśnie, ścięgna, torebki stawowe czy układ kostny.

Z analizy tej wynika, że chwilowa moc sprężystości w punkcie Przedramię-Łokieć ma wartość największą, a w punkcie Ramię-Bark najmniejszą. Zatem miejscem największej jej koncentracji i szkodliwości na organizm człowieka jest punkt redukcji Przedramię-Łokieć.

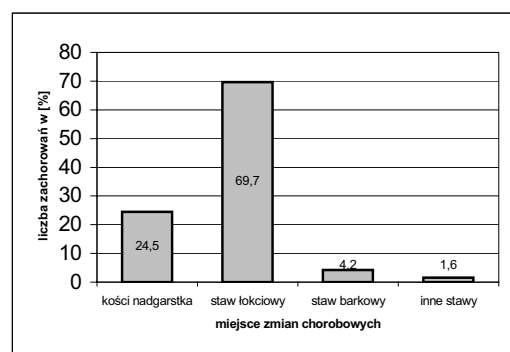
5. ZESPÓŁ WIBRACYJNY - ZABURZENIA W UKŁADZIE KOSTNO- STAWOWYM

Zespół wibracyjny wywołany miejscowym działaniem drgań mechanicznych uwzględnia następujące postacie: naczyniową, naczyniowo-nerwową, kostną, kostno-stawową i mieszaną.

W pracy zdecydowano się porównać wyniki medyczne odnoszące się do osób zapadających na chorobę wibracyjną z wynikami symulacyjnymi analizy dynamicznej i energetycznej. Wzięto pod uwagę postać kostno-stawową zespołu wibracyjnego jako najbardziej skojarzoną z mocą sprężystości.

Literatura podaje, że drgania mechaniczne mogą powodować zmiany radiologiczne jak: torbiele, martwice, przewlekłe złamania, endostozy, zmiany zwyrodnieniowo-zniekształcające. Najczęściej zmiany te umiejscawiają się w kościach i stawach nadgarstka oraz w stawie łokciowym.

Dane medyczne donoszą, że największy procent osób poddanych drganiom miejscowym zapada na choroby związane ze zmianami w stawie łokciowym [11]. Częstość występowania zaburzeń i zmian zwyrodnieniowych w układzie kostno-stawowym u osób poddanych drganiom miejscowym prezentuje rys. 5.



Rys. 5. Umiejscowienie zaburzeń w układzie kostno- stawowym w odniesieniu do osób przebadanych, u których takie zaburzenia wystąpiły [11]

Takie zestawienie wyników może świadczyć o tym, że podejście energetyczne jest właściwsze niż analiza dynamiczna. Chwilowa moc sprężystości wskazała, że miejscem najbardziej obciążonym energetycznie jest staw łokciowy, co potwierdzają dane medyczne. Na liczbę przebadanych osób poddanych długotrwałemu działaniu drgań

mechanicznych, aż prawie 70 % stanowią uszkodzenia stawu łokciowego.

6. WNIOSKI

Analiza energetyczna wykazuje lepszą zgodność z medycznymi danymi oddziaływania drgań i okazała się analizą właściwszą niż dynamiczna we wskazaniu miejsc najbardziej narażonych na szkodliwy wpływ drgań, wykazujących zaburzenia funkcjonowania i uszkodzenia.

Miejsca największego obciążenia energetycznego wskazane przez analizę energetyczną pokrywają się z wynikami badań medycznych przeprowadzonymi na operatorach zmechanizowanych narzędzi ręcznych [11].

Całkowita moc chwilowa w systemie człowiek-narzędzie zawiera w sobie moc bezwładności, strat i sprężystości. Analiza wyników medycznych wskazuje na konieczność rozpatrywania różnych rodzajów mocy chwilowych osobno. Jak wykazały przeprowadzone badania chwilowa moc sprężystości może być skojarzona z uszkodzeniami elementów sprężystych, czyli z zaburzeniami w układzie kostno-stawowym, co jest zgodne z wynikami przedstawionymi w [10].

LITERATURA

- [1] Dobry M.W.; "Energy flow in a power-unit of hand-held impact tools with vibroisolation of feed force realised by WoSSO System", W: Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. Proceedings. Politecnico di Milano, Italy, August 29 – September, 1995, 2, Vol. 4, s.2765-2769;
- [2] Dobry M.W.; „Zasada przepływu energii jako podstawa uogólnionej analizy dynamicznej systemu mechanicznego”, Raport wewnętrzny nr 265, Instytut Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej, Poznań, maj 1996;
- [3] Dobry M.W.; "Energy flow in Man –Tool – Base System", Lecture Notes of the ICB Seminars, Vol.29, International Centre of Biocybernetics, s. 35-56. Warszawa, czerwiec 1996;
- [4] Dobry M. W.; "Energy flow in Human - Tool - Base System (HTBS) and its Experimental Verification", W: Proceedings, Eighth International Conference on Hand-Arm Vibration 9-12 June, 1998, National Institute for Working Life, Department of Technical Hygiene, Umeå 1998, pp. 9-10, Sweden;
- [5] Dobry M. W.; Optymalizacja przepływu energii w systemie Człowiek - Narzędzie - Podłoże (CNP), Rozprawa habilitacyjna, Seria „Rozprawy” nr 330. ISSN 0551-6528, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań, marzec 1998;
- [6] Dobry M. W., Miszczak M. (Wojsznis); "Dynamiczny model systemu człowiek-maszyna w przypadku posługiwania się dużymi narzędziami zmechanizowanymi", ACTA of BIOENGINEERING and BIOMECHANICS, Vol. 2, Supplement 1, 2000, Oficyna Wyd. Polit. Wrocławskiej, Wrocław 2000, pp. 125-130;
- [7] Dobry M. W.; "Energy diagnostics and assessment of dynamics of mechanical and biomechanics systems". Machine Dynamics Problems 2001, Vol. 25, No. ¾ Warsaw University of Technology, Warsaw 2001, pp. 35-54;
- [8] Dobry M.W.; Energy analysis of biomechanical systems, STUDIA I MATERIAŁY LIII, TECHNIKA 3, Współczesne problemy techniki, Oficyna Wydawnicza Uniwersytetu Zielonogórskiego, Zielona Góra 2003, s. 137-158;
- [9] Wojsznis (Miszczak) M. , Dobry M. W.: „The influence of positioning of hands on energy quantities Meltzer model”, XXI Symposium Vibrations in Physical Systems, Poznań-Kiekrz, maj 26- 29, 2004, pp. 419- 422;
- [10] Dobry M. W.: „Dependence of energy flow and damages of human body exposed on hand-arm vibration”, XXI Symposium Vibrations in Physical Systems, Poznań-Kiekrz, 26-29.05.04, pp. 127- 130;
- [11] Markiewicz L., „Fizjologia i higiena pracy”, Inst. Wyd. CRZZ, Warszawa 1980;
- [12] Marek K.; „Choroby zawodowe”, Wydawnictwo Lekarskie PZWL, Warszawa 2003;

Marian Witalis DOBRY – informacje o Autorze na stronie nr 146.

Mgr Małgorzata WOJSZNIS - asystent w Instytucie Mechaniki Stosowanej PP. Specjalizacja: mechanika, drgania i dynamika maszyn. Badania z zakresu rozdziału mocy i przepływu energii w systemie człowiek – zmechanizowane narzędzie ręczne.

DIAGNOSTICS OF RESIDUAL TECHNOLOGICAL STRESS IN CIRCUMFERENTIAL WELDS IN PIPELINES

Andriy DRAGILYEV¹⁾, Stepan SAVULA²⁾, Yuriy BANAKHEVYCH²⁾,
Vasyl OSADCHUK³⁾, Andriy KYCHMA³⁾

1) Enterprise "Kraft – engineering", 02002 Ukraine, Kyiv. M. Raskovoi str. 11. of. 1113.,
tel. +380(044)5173365, fax. +380(044)5599933, kraft@krafts.com.ua

2) Department UMG "Lvivtransgas",

3) National University "Lviv Politechnic" 79013 Ukraine, S. Bandery str. 35,
tel. + 380 (322) 971639, fax. +380 (322) 971364, integrator@ukrpost.net

DIAGNOSTYKA SZCZĄTKOWYCH TECHNOLOGICZNYCH NAPRĘŻEŃ W KOŁOWYCH SPOINACH SPAWANYCH RUROCIĄGÓW

Streszczenie

W referacie opisano metodę oceny stanu naprężeń obok spoin spawanych rurociągów przy pomocy diagnostyki numeryczno - eksperymentalnej. Na podstawie analizy wyników przeprowadzonych badań sformułowano rekomendacje dla praktyki inżynierskiej.

Słowa kluczowe: diagnostyka, naprężenia, spoiny spawane, rurociągi, matematyczny model.

Keywords: diagnostic, stress, circumferential welds, pipeline, mathematical model.

1. INTRODUCTION

Practical experience gained during pipelines exploitation shows that there are many factors of their reliability degradation. These are cyclic change of pressure, variation of temperature, and residual technological stress.

This paper develops a calculation-experimental method of residual technological stress determination in circumferential pipeline joints. It also presents a mathematical model and software for stress conditions diagnostics in welded circumferential joints of a cylindrical bobbin with preliminary workout of pipe edges. This model is based on calculation of invert problems of the shell theory with own deformations and uses experimental information received by a physical method.

The principles of calculation-experimental method of definition of the residual stresses in the welded shells are presented. This method is based on reverse problem solution of mechanics of deformable bodies with inherent stresses and using experimental information, obtained by nondestructive physical methods. The initial equations are the ones of the shells theory which takes into consideration availability of the conditional plastic deformations described by the tensor field e_{ij}^0 . Considering priory information about distribution of the deformations an idea of direct problem solution is introduced, and expressions for the stresses with unknown components of the field e_{ij}^0 are written. In order to find the

components, a functional is constructed. The functional minimization provides minimum theoretical calculated I_k^T significance of deviation of the characteristics of the fields of stresses from the experimental ones I_k^E . After finding the fields e_{ij}^0 , the residual stresses in an arbitrary point of the shell are calculated.

The proposed method takes into account heterogeneity of stress distribution under instruments, which measure average values of physical characteristics and their influence on structurally phased changes in the region of the thermal impact on the device's precision.

The method can be described as follows. Components of the tensor of complete deformation e_{ij} are presented as the sum:

$$e_{ij} = e_{ij}^e + e_{ij}^0, \quad (1)$$

where e_{ij}^e - components of the tensor of elastic deformations; e_{ij}^0 - components of the tensor of conditional plastic eigen deformations. In addition to plastic deformations, the field e_{ij}^0 accounts also to the deformations, caused by different structural transformations associated with the volume variations of a material. When the field e_{ij}^0 is defined, components of the tensor of residual stresses are calculated for an arbitrary body point, in particular those, which could not be defined experimentally.

2. THE MATHEMATICAL MODEL OF CALCULATION-EXPERIMENTAL METHOD

The task on the determination of residual stresses in the closed cylindrical shell with circumferential joint is discussed. The model of a pipeline $2h$ thick with bevel-butt weld joint and with gauge is show in Figure 1.

The material of a shell is considered to be homogeneous and isotropic. The position of an arbitrary

point on a medium surface of a shell with radius R is defined by its coordinates z and β .

The field of the joint-localized eigen plastic circumferential deformations $e_{\beta\beta}^0$ and axis deformations $e_{\alpha\alpha}^0$ is approximated by functions:

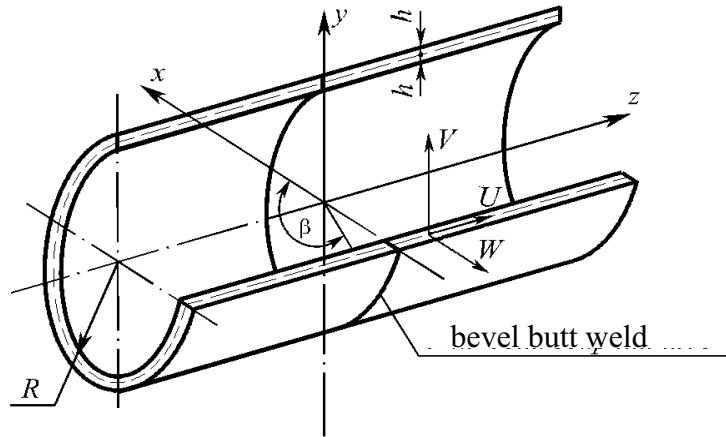


Figure 1. The scheme of bevel butt weld joint in the form of a closed circumferential cylindrical shell: U, V, W – the components of displacement vectors of the medium surface joint along the axis, in the direction of circle arc and in the direction of the normal to medium surface

$$e_{\beta\beta}^0(\alpha, \gamma) = -\varepsilon_1^* f_1(\gamma) \varphi(\alpha) S^0(\alpha), \quad (2)$$

$$e_{\alpha\alpha}^0(\alpha, \gamma) = -\varepsilon_2^* f_2(\gamma) \varphi(\alpha) S^0(\alpha), \quad (3)$$

Where

$$\varphi_i(\alpha) = 1 + s_i \frac{\alpha^2}{\alpha_0^2} - (3 + 2s_i) \frac{\alpha^4}{\alpha_0^4} + (2 + s_i) \frac{\alpha^6}{\alpha_0^6}$$

$$f_i(\gamma) = 1 - m_i \left(1 - \frac{\gamma}{h}\right)^2 \quad i = 1, 2, \dots \quad (4)$$

$$S^0(\alpha) = 1, \quad |\alpha| \leq \alpha_0; S^0(\alpha) = 0, \quad |\alpha| > \alpha_0;$$

$\alpha_0 = z_0 / R$ (z_0 – half width of zone plastic deformation);

$\varepsilon_i^*, s_i, m_i$ – constant parameters ($\varepsilon_i^* > 0, 0 \leq m_i \leq 0.25$).

The plot of function $\varphi(a)$ for some value of parameter s , which describes different welding conditions, is showed in Figure 2. For an arbitrary value of the parameter s , function φ and its derivatives are equal to zero on the border $\alpha = \pm\alpha_0$. Function $f(\gamma)$ characterizes the heterogeneity of distribution

of residual deformations e_{ij}^0 along the gauge of the pipe.

In accordance with the correlations (1)-(4) [4] the key equation, which defines the displacement deflection of the pipe W (normal to the medium surface of the pipe), is presented as follows:

$$\left(\frac{d^4}{d\alpha^4} + 4\lambda^4\right)W = -R\varepsilon_1^* \left[2\lambda^4 \left(1 - \frac{4}{3}m_1\right) - \frac{R}{h} \left(\mu m_1 + \frac{\varepsilon_2^*}{\varepsilon_1^*} m_2\right) \frac{d^2}{d\alpha^2} \right] \varphi(\alpha) S^0(\alpha). \quad (5)$$

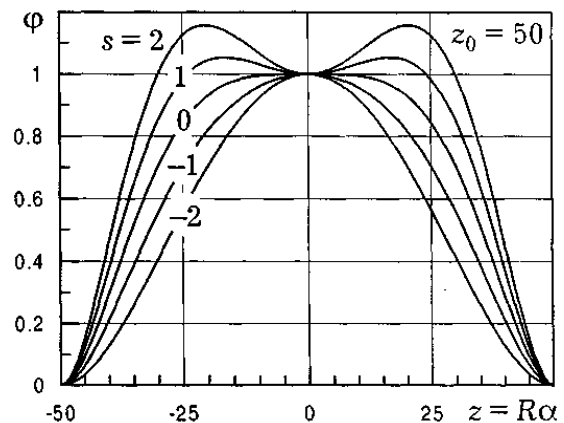


Figure 2. The function describing the pattern of plastic deformations

Where $\lambda = 3R^2(1 - \mu^2)/(4h^2)$, μ – the Poisson coefficient.

The deflection of the pipe W is derived from the equation (5) at the basis of the apparatus of generalized functions. Due to the apparatus the expression for deflection of the pipe W is obtained. The expression includes the unknown values ε_0^{*2} , α_0 , m_i and s . The result is derived with the account of experimental information concerning the averaged characteristics of the differences of the principal stresses. The information is obtained at the basis of the electromagnetic method, due to the MESTR-411 device application. For these purposes the functional is built. The functional minimization ensures minimal derivations of the theoretically revealed differences between principal stresses σ_*^T and experimental values σ_*^E . The task of the field definition is solved as the inverted task of shell theory with residual stresses, which is conditionally

correct. A functional is formulated to reveal the plastic deformation field parameters ε_i^* , α_0 , m_i , s . Due to the functional minimization the area and (5) amplitude of plastic deformations are

3. DETERMINATION RESIDUAL STRESSES IN A PIPELINE

Using the proposed calculation-experimental method, the residual stresses in neighborhood of the circumferential joint of the pipeline $\varnothing 1220 \times 15.2$ mm, material – steel 17Г1С, $E=2.1 \cdot 10^5$ MPa, $\mu = 0.3$, $\sigma_T = 380$ MPa, is determined.

The measurements at the basis of the MESTR-411 device were provided in 20 sections on 3 lines along the generatrix of a pipeline; the results were averaged. For obtained experimental data near the joint and at the distance 250 mm from its axes (the pipeline pressure was equal to 3.5 MPa), the corresponding values $\sigma_+^E(z)$ were calculated. The values are presented by stars in Figure 3. The results of calculations are approximated by a polynomial function. The diagram of the function is presented on Figure 3 (curve 1).

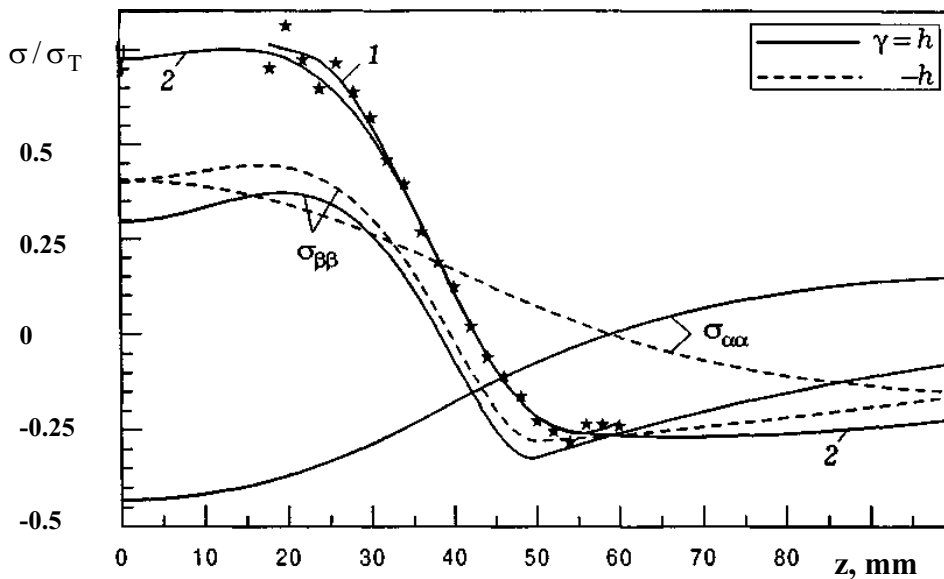


Figure 3. Stresses distribution near the joint on pipe surfaces

Carried-out analysis showed that the following holds for the discussed welded joint:

- Circumferential residual stresses on internal and external pipe surfaces near the joint are extensive and gain the greatest values on the internal surface of the pipe; at the distance from the joint axis they are transformed into the compressive stress;

- The axis residual stresses are contracting on the external surface and extensive on the internal surface; at the distance from the axis they invert signs;
- Given experimental value σ_+^E on the external pipe surface may greatly exceed the level of extreme residual stresses.

REFERENCES

- [1] Banachewich J., Koval R., Kychma A. Nondestructive stress monitoring of gas pipelines. Zeszyty problemowe Badania nieniszczące, Numer 7 październik 2002 r materiały 31 Krajowej Konferencji Badan Nieniszczących 31 KKBN Szczyrk 22-24 X 2002. - Warszawa . - 2002. - S.253 - 257.
- [2] Zubik J.L., Kychma A.O., Kowal R.I., Banachewicz Y.W.: Monitorowanie stanu technicznego gazociągów przesyłowych na terenie Ukrainy. Materiały XI międzynarodowej konferencji naukowo-technicznej "Nowe metody i technologie w geologii naftowej, wiertnictwie, eksploatacji otworowej i gazownictwie", - AGH Kraków, - 2000. - S. 275 - 277.
- [3] Jones B., Huuskonen E., i Erdbrink K. Ocena integralności spoin obwodowych na podstawie wyników inspekcji wewnętrznej gazociągu w odniesieniu do możliwości podniesienia ciśnienia eksploatacyjnego w stosunku do jego wartości projektowej. Materiały II Krajowa Konferencja Techniczna "Zarządzanie ryzykiem w eksploatacji rurociągów", - Płock, - 1999. - S. 165 - 175.
- [4] Osadchuk V., Bolshakow M., Palash V. Nondestructive method determination of residual stress in weld shells. Mashinoznavstvo (Ukraine). 1997. №1. S. 5 – 9.



Yuriy BANAKHEVYCH
Dr.-Eng., Chief of Department State Enterprice "Lvivtransgas", specializes in field exploitation of pipelines. Author of more of 40 scientific papers.



Vasyl OSADCHUK Dr.-Hab., Professor, Director of Chair Welding Engineering National University "Lviv polytechnic", specializes in field of Mechanics deformation solid body. Author of 3 monographs and of more 200 scientific papers.



Andriy Kychma, Dr.-Eng., Associate Professor, Chair of Machine Elements National University "Lviv poly-technic", specializes in field technical diagnostics of pipelines. Author of more than 100 scientific papers.



Andriy DRAGILYEV Ms.-Eng., Director Enterprice "Kraft - Engineering", specializes in field exploitation of pipelines. Author of 11 scientific papers



Stepan Savula Ms.-Eng., Technical Director State Enterprice "Lvivtransgas", specializes in field exploitation of pipelines. Author of 27 scientific paper

GEOMETRYCZNA METODA SELEKCJI INFORMACJI DIAGNOSTYCZNEJ

Jacek DYBAŁA, Stanisław RADKOWSKI

Politechnika Warszawska, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Instytut Podstaw Budowy Maszyn
ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, fax: (0-22) 660-86-22, e-mail: jdybala@simr.pw.edu.pl, ras@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodę selekcji cech stanu obiektu opartą na geometrii przestrzeni obserwacji. Zaprezentowana metoda selekcji informacji wykorzystuje dwa kryteria: zmodyfikowane kryterium Sebestyena oraz oryginalne kryterium liczby wzorców klas.

Słowa kluczowe: selekcja informacji, klasyfikacja obrazów

GEOMETRICAL METHOD OF THE DIAGNOSTIC INFORMATION SELECTION

Summary

In the paper the feature selection method of object state is presented. This method is based on geometry of the observation space. The presented method of the information selection uses two criteria: the modified Sebestyen's criterion and original criterion of the prototypes classes number.

Keywords: information selection, pattern classification

1. WSTĘP

Stan obiektu opisany jest zbiorem chwilowych wartości cech (właściwości) stanu obiektu. Uporządkowany ciąg N wartości cech stanu obiektu $\{x_1, x_2, \dots, x_N\}$ nazywa się wektorem obserwacji stanu obiektu [4]. Z geometrycznego punktu widzenia, składowe wektora obserwacji stanu obiektu można traktować jako współrzędne definiujące punkt w N -wymiarowej przestrzeni obserwacji stanu obiektu. Punkt ten jest obrazem stanu obiektu. Każdy stan obiektu ma zatem swój obraz w przestrzeni obserwacji stanu obiektu a poszczególnym rozróżnialnym stanom obiektu odpowiadają w tej przestrzeni określone obszary. Celem procesu diagnostycznego jest więc określenie w jakim obszarze przestrzeni obserwacji znajduje się obraz stanu obiektu w chwili kontroli. Sklasyfikowanie obrazu stanu obiektu odpowiada zakwalifikowaniu stanu obiektu do określonej klasy stanu.

Z powodu występujących trudności z opisem matematycznym relacji diagnostycznych sięga się często po empiryczny model diagnostyczny, w którym topografię obszarów rozróżnialnych stanów obiektu tworzy się na podstawie ciągu uczącego (zbioru trenującego), złożonego z obrazów stanu obiektu, dla których znane jest prawidłowe przyporządkowanie do rozróżnialnych stanów obiektu. Klasyfikacja musi być wtedy poprzedzona fazą uczenia, która umożliwia uzyskanie informacji niezbędnej dla określenia obszarów przestrzeni obserwacji odpowiadających poszczególnym rozróżnialnym stanom obiektu. Zakładając, że obrazy podobnych stanów obiektu są w przestrzeni obser-

wacji bliższe sobie niż obrazy odmiennych stanów tego obiektu, wynik klasyfikacji zależy od położenia w przestrzeni obserwacji obrazu odpowiadającego rozpoznawanemu stanowi w stosunku do zbioru obrazów stanu tworzących ciąg uczący. Z tego względu najlepszą przestrzenią obserwacji jest przestrzeń o nieskomplikowanej topografii obszarów rozróżnialnych stanów obiektu, w której nie występuje zjawisko nakładania się (ang. overlapping) tych obszarów.

Obserwowane relacje pomiędzy cechami stanu obiektu a rozróżnialnymi stanami obiektu często nie są jednoznaczne (identyczny stan może przejawiać się w różny sposób, różne stany mogą przejawiać się w ten sam sposób). W takich przypadkach mówimy, że nie wszystkie cechy niosą interesującą nas informację o obiekcie. Zazwyczaj trudno jest dokonać niezależnej oceny użyteczności każdej cechy stanu obiektu, gdyż na ogół istotne informacje zawierają się we współwystępowaniu cech. W praktyce często mamy bowiem do czynienia z sytuacją, że pewien zestaw cech dostarcza istotnych informacji, podczas gdy każdy podzbiór tego zestawu cech informacji tych już nie zawiera. Często informacja o stanie obiektu zawarta jest nie tyle w zmienności bezwzględnych wartości poszczególnych cech stanu, co w zmianach relacji pomiędzy cechami stanu [2]. W związku z tym cech nie należy oceniać ani wybierać całkiem niezależnie, lecz powinny być one oceniane w pewnych grupach (zestawach), wynikających z natury rozwiązywanego problemu. Często zdarza się również, że liczne cechy stanu obiektu nie są od siebie odizolowane, lecz zachodzą między nimi pewne zależności. Wówczas cechy te dostarczają na różne

sposoby tych samych informacji. W przypadku, kiedy między cechami występują związki korelacyjne, wystarczy posługiwać się pewnym ich podzbiorem czyli wybrać spośród dostępnych cech odpowiednią reprezentację, tak zbudowaną, by wśród nich nie było już nadmiarowych (redundantnych) cech. Celowe jest więc opracowanie metod pozwalających na selektywny wybór takich cech, które niosą wartościową i ważną informację z punktu widzenia jej przydatności w procesie rozpoznawania i których obserwacja umożliwi prawidłową klasyfikację stanu obiektu.

2. REDUKCJA LICZBY WYMIARÓW PRZESTRZENI OBSERWACJI STANU

Wynikiem selekcji przeprowadzonej na N-elementowym zbiorze cech stanu obiektu jest utworzenie zredukowanego M-elementowego zestawu cech ($M < N$). Zredukowany zbiór cech odpowiada nowej M-wymiarowej przestrzeni obserwacji stanu obiektu. Zagadnienie selekcji cech stanu można zatem sprowadzić do poszukiwań takiej podprzestrzeni oryginalnej przestrzeni obserwacji stanu obiektu, w której topografia obszarów wyznaczonych przez obrazy stanu obiektu tworzące ciąg uczący jest najbardziej korzystna ze względu na rozróżnianie klas stanu obiektu.

W niniejszej pracy przedstawiono metodę selekcji cech stanu obiektu (wyboru podprzestrzeni obserwacji stanu obiektu) opartą na geometrii przestrzeni obserwacji. W metodzie wykorzystywane jest pojęcie odległości w przestrzeni obserwacji, która w tym celu musi być wyposażona w odpowiednią metrykę. Dobór metryki może mieć wpływ na uzyskiwane wyniki. W prezentowanej metodzie ocena przydatności diagnostycznej poszczególnych podprzestrzeni obserwacji stanu obiektu dokonywana jest na podstawie dwóch kryteriów: kryterium będącego pewną kombinacją miar rozprożeń obrazów stanu obiektu sformułowanych przez Sebestyena oraz kryterium liczby wzorców klas [1].

2.1. Zmodyfikowane kryterium Sebestyena

Jako jedno z kryteriów oceny przydatności diagnostycznej określonej podprzestrzeni obserwacji stanu obiektu przyjęto zmodyfikowane kryterium Sebestyena [3, 4], które jest kombinacją miar rozprożeń obrazów w podprzestrzeni obserwacji. Średnie rozproszenie obrazów w podprzestrzeni obserwacji obliczamy ze wzoru:

$$\bar{R} = \frac{1}{m \cdot (m-1)} \cdot \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^m d(\mathbf{w}_{oi}, \mathbf{w}_{oj}) \quad (2.1)$$

gdzie:

- \mathbf{w}_o – obraz stanu obiektu,
- m – liczba wszystkich obrazów,
- $d(\mathbf{x}, \mathbf{y})$ – odległość między obrazem \mathbf{x} i \mathbf{y} .

Rozproszenie wewnętrzne klasy stanu A można obliczyć ze wzoru:

$$R_W^A = \frac{1}{m_A \cdot (m_A - 1)} \cdot \sum_{i=1}^{m_A} \sum_{j=1}^{m_A} d(\mathbf{w}_{oi}^A, \mathbf{w}_{oj}^A) \quad (2.2)$$

gdzie:

- \mathbf{w}_o^A – obraz stanu obiektu należący do klasy stanu A,
 - m_A – liczba obrazów należących do klasy stanu A.
- Średnie rozproszenie wewnątrzklasowe określa wzór:

$$\bar{R}_W = \frac{1}{K} \cdot \sum_{A=1}^K R_W^A \quad (2.3)$$

gdzie K oznacza liczbę klas stanu.

Rozproszenie między klasami stanu A i B obliczamy ze wzoru:

$$R_M^{AB} = \frac{1}{m_A \cdot m_B} \cdot \sum_{i=1}^{m_A} \sum_{j=1}^{m_B} d(\mathbf{w}_{oi}^A, \mathbf{w}_{oj}^B) \quad (2.4)$$

Średnie rozproszenie międzyklasowe opisane jest wzorem:

$$\bar{R}_M = \frac{1}{K \cdot (K-1)} \cdot \sum_{A=1}^K \sum_{\substack{B=1 \\ B \neq A}}^K R_M^{AB} \quad (2.5)$$

Zmodyfikowane kryterium Sebestyena jest sformułowane następująco:

$$K_S = \frac{\bar{R}_M - \bar{R}_W}{\bar{R}} \quad (2.6)$$

Poszukiwana jest taka podprzestrzeń obserwacji, która daje największą wartość kryterium. Preferuje się w ten sposób podprzestrzenie obserwacji stanu obiektu, w których występują duże względne odległości między obszarami poszczególnych klas stanu przy jednoczesnym dużym względnym skupieniu wewnętrznym każdego z tych obszarów. Bezwymiarowa postać kryterium umożliwia porównywanie różnych podprzestrzeni obserwacji nawet w sytuacji występowania dużych różnic wymiarów poszczególnych składowych wektora obserwacji stanu obiektu.

Przedstawione kryterium nie bierze jednak pod uwagę wielomodalności rozkładów obrazów w przestrzeni, która często ma miejsce w praktyce. Wykorzystanie do oceny przydatności podprzestrzeni obserwacji wyłącznie tego kryterium, silnie faworyzującego rozkłady jednomodalne jest w praktyce niewystarczające.

2.2. Kryterium liczby wzorców klas

Obok zmodyfikowanego kryterium Sebestyena zastosowano inne kryterium oceny przydatności diagnostycznej określonej podprzestrzeni obserwacji

stanu obiektu. Dla każdej analizowanej podprzestrzeni obserwacji obliczano liczbę wzorców klas (L_w). Wzorcami klasy są wybrane obrazy będące przedstawicielami danej klasy. Podstawowa trudność przy stosowaniu wzorców polega na opracowaniu techniki ich wyznaczania. W prezentowanym rozwiązaniu wzorce klasy opisują topografię obszarów wyznaczonych w podprzestrzeni obserwacji przez obrazy danej klasy. Z pewnym uproszczeniem wzorce można utożsamiać z obrazami „rozdzielającymi” w podprzestrzeni obserwacji obszary poszczególnych klas (obrazami „brzegowymi” obszarów klas). Należy podkreślić, że poszczególne podprzestrzenie obserwacji mogą mieć różne wzorce klas. Liczba wzorców klas danej podprzestrzeni obserwacji jest sumą liczb wzorców wszystkich klas. Zastosowana technika wyznaczania wzorców powoduje to, że liczba wzorców klas nie może być mniejsza niż liczba klas (każda klasa musi mieć przynajmniej jeden wzorec) i większa niż liczba obrazów tworzących ciąg uczący.

Poszukiwana jest taka podprzestrzeń obserwacji, która ma najmniejszą liczbę wzorców klas. Preferuje się w ten sposób podprzestrzenie obserwacji o mniej skomplikowanej „powierzchni styku” obszarów wyznaczonych przez obrazy poszczególnych klas. Niską ocenę przydatności otrzymują natomiast te podprzestrzenie obserwacji, w których występuje zjawisko nakładania się obszarów wyznaczonych przez obrazy poszczególnych klas.

Algorytm wyznaczania wzorców danej klasy można scharakteryzować jako ciąg operacji prowadzących do usunięcia „niereprezentatywnych, nadmiarowych” obrazów danej klasy:

1. Dla każdego obrazu należącego do danej klasy obliczamy odległość od najbliższego mu obrazu należącego do innej klasy, którą to odległość oznaczmy jako d_0 ;
2. Rozpoczynając redukcję od tego obrazu należącego do danej klasy, którego odległość d_0 jest najmniejsza (pierwszy obraz bazowy), eliminujemy te obrazy należące do danej klasy, których odległość od obrazu bazowego jest mniejsza od ich odległości d_0 ;
3. Po odrzuceniu z danej klasy pierwszej grupy obrazów, kontynuujemy redukcję bazując na następnych (jeszcze nie wyeliminowanych) w kolejności (według rosnącej odległości d_0) obrazach należących do danej klasy odrzucając z danej klasy kolejne grupy obrazów;
4. Brak następnego obrazu bazowego sygnalizuje koniec redukcji.

Obrazy, które nie zostały wyeliminowane w trakcie redukcji są wzorcami danej klasy. Wzorcami danej klasy są zatem obrazy bazowe. W szczególnym przypadku wzorcem danej klasy może być jeden obraz (pierwszy obraz bazowy).

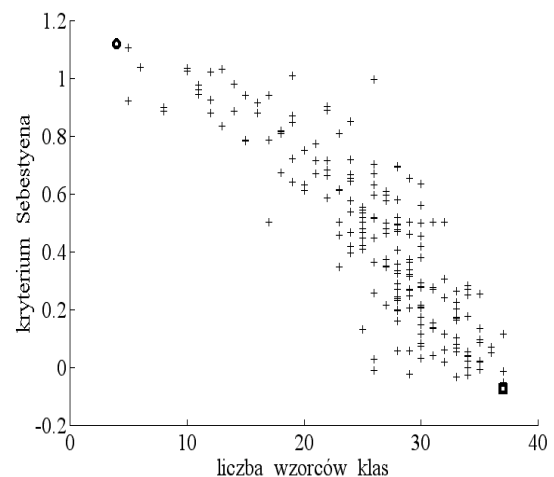
2.3. Wybór podprzestrzeni obserwacji stanu obiektu

Znalezienie optymalnej M-wymiarowej podprzestrzeni obserwacji wymaga przeprowadzenia analiz wszystkich możliwych do utworzenia M-wymiarowych podprzestrzeni obserwacji, których, w wypadku pierwotnego N-elementowego zbioru cech stanu, jest $\binom{N}{M}$. Ponadto, ponieważ nie jest nam

znana optymalna liczba cech stanu należałoby przeanalizować wszystkie potencjalnie możliwe do utworzenia podprzestrzenie obserwacji, których jest w tym wypadku:

$$\sum_{i=1}^N \binom{N}{i} = 2^N - 1 \quad (2.7)$$

Analiza każdej podprzestrzeni obserwacji polega na wyznaczeniu dla tej podprzestrzeni wartości dwóch kryteriów: zmodyfikowanego kryterium Sebestyena (K_s) i kryterium liczby wzorców klas (L_w). Wyniki analiz poszczególnych podprzestrzeni obserwacji wygodnie jest zestawić zbiorczo na jednym rysunku. Przykładowe zestawienie wyników analiz poszczególnych podprzestrzeni obserwacji przedstawiono na rysunku 2.1.



Rys. 2.1. Przykładowe wyniki analiz podprzestrzeni obserwacji.

Każdy punkt (krzyżyk) reprezentuje pewną podprzestrzeń obserwacji. W lewym górnym rogu znajduje się, oznaczona pogrubionym kółkiem, najlepsza podprzestrzeń obserwacji (mała wartość L_w , duża wartość K_s), w prawym dolnym rogu znajduje się, oznaczona pogrubionym kwadratem, najgorsza podprzestrzeń obserwacji (duża wartość L_w , mała wartość K_s).

3. PODSUMOWANIE

Zaprezentowana metoda selekcji cech jest metodą geometryczną, w której miarą podobieństwa między dwoma obrazami w przestrzeni obserwacji jest odległość między nimi. W związku z tym jest ona wrażliwa na przekształcenia, które zmieniają odległość. Tak więc, proste przeskalowanie cech

może prowadzić do odmiennych wyników. Tę wrażliwość metody można wykorzystać do oceny zasadności wykonania takich przeskalowań (np. normalizacji cech).

Przeprowadzane doświadczenia wskazują, że z dwóch używanych kryteriów większą wagę należy przyłożyć do kryterium liczby wzorców klas traktując je jako podstawowe kryterium [1]. Kryterium to informuje nas ponadto jak „daleko” jest nasze rozwiązanie od rozwiązania idealnego (liczba wzorców klas = liczba klas).

Wadą przedstawionej metody jest to, że jest to metoda „ślepa” – znalezienie najlepszej podprzestrzeni obserwacji wymaga przeanalizowania wszystkich podprzestrzeni obserwacji. Ogólna liczba takich potencjalnych, możliwych do utworzenia podprzestrzeni obserwacji stanu obiektu może być niekiedy zbyt duża, aby można było je wszystkie przeanalizować (wzór 2.7). W takim wypadku należy przyjąć jakąś strategię wyłaniania podprzestrzeni obserwacji przeznaczonych do analiz. Z powodzeniem udało się stosować pewną suboptymalną strategię [1], w myśl której analizy rozpoczynano od jednowymiarowych podprzestrzeni obserwacji, następnie poddawano analizom podprzestrzenie dwu- i trójwymiarowe. Wyniki tych analiz pozwalały stawiać hipotezę o lepszej przydatności diagnostycznej pewnego podzbioru pierwotnego zestawu cech. Dalsze wielowymiarowe analizy były już prowadzone na bazie tego zredukowanego zbioru cech.

Pewną alternatywą dla powyższej strategii wyłaniania podprzestrzeni obserwacji przeznaczonych do analiz może być preselekcja pierwotnego zestawu cech wsparta modelowo. Modelowanie zjawisk zachodzących w badanym obiekcie często bowiem ukierunkowuje nas na pewien podzbiór cech stanu obiektu wyraźnie związanych z analizowanym procesem lub rozpoznawanym zjawiskiem. Wówczas to analizom mogą być poddane tylko te podprzestrzenie obserwacji, które są utworzone na bazie takiego najbardziej obiecującego, zredukowanego zbioru cech.

Zaletą przedstawionej metody jest to, że obliczenia dotyczące poszczególnych podprzestrzeni obserwacji są autonomiczne i mogą być wykonywane dla każdej podprzestrzeni oddzielnie. Daje to możliwość rozproszenia obliczeń na wiele jednostek obliczeniowych, co w znaczący sposób skraca czas przeznaczony na analizy. Warto również zwrócić uwagę na to, że przedstawiona metoda opiera się na wielowymiarowych analizach a ocenie podlegają poszczególne grupy cech stanu. Dzięki temu możliwe jest wykrycie ewolucji wzajemnych związków pomiędzy poszczególnymi cechami stanu, co bardzo często ma duże znaczenie diagnostyczne.

Praca naukowa finansowana ze środków Komitetu Badań Naukowych w latach 2004 - 2006 jako projekt badawczy.

4. LITERATURA

- [1] Dybała J.: Wykrywanie uszkodzeń w przekładni zębatej na podstawie analizy sygnału wibroakustycznego z wykorzystaniem modeli symulacyjnych. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa, 1999
- [2] Radkowski S.: Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Warszawa-Radom, 2002
- [3] Sebestyen G. S.: Decision making processes in pattern recognition. Macmillan, New York, 1962
- [4] Sobczak W., Malina W.: Metody selekcji informacji. Warszawa, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1978

Dr inż. Jacek DYBAŁA adiunkt Instytutu Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej, członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. Obecnie zajmuje się diagnostyką wibroakustyczną oraz zastosowaniem sieci neuronowych w diagnostyce technicznej.



Prof. Stanisław RADKOWSKI profesor Instytutu Podstaw Budowy Maszyn PW, kierownik zespołu Diagnostyki Technicznej i Analizy Ryzyka, Prezes Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. Obecnie zajmuje się diagnostyką maszyn oraz analizą ryzyka technicznego.



SEPARACJA SKŁADOWYCH WIDMOWYCH W ZADANIU IDENTYFIKACJI MODELU NIELINIOWEGO

Jacek DZIURDŹ

Instytut Podstaw Budowy Maszyn
Politechnika Warszawska
Warszawa, ul.Narbutta 84, tel. +48 22 660 82 76
e-mail: jdz@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

W zastosowaniach technicznych zużycie maszyny często objawia się wzrostem nieliniowości obserwowanych drgań mechanicznych (hałasu). Ponieważ efekty te przejawiają się występowaniem w widmie ciągów poliharmonicznych o stosunkowo niskich amplitudach łatwo jest o pomyłki w interpretacji obrazów widmowych. Opracowanie przedstawia propozycję metody zwiększenia rozdzielczości analizy widmowej przy użyciu funkcji koherencji.

Słowa kluczowe: analiza sygnałów, funkcja koherencji, separacja sygnałów

SEPARATION OF SPECTRA COMPONENTS IN IDENTIFICATION TASK OF NONLINEAR MODEL

Summary

In many technical application during wear process of machine some nonlinear effects of vibrations (and noise) increase. Because this effects are usually long poliharmonic series, it is generally difficult to separate different symptoms. The paper includes a proposal of algorithm (using the coherence function) increasing resolution of spectrum analysis to the value smaller than it is possible to achieve using Fourier transform, when the sample of satisfying duration is not possible to get.

Keywords: signal analysis, coherence function, signal separation

1. WSTĘP

Przy identyfikacji modeli nieliniowych istotne jest dokładne określenie częstotliwości występowania poszczególnych harmonicznych sygnału. Może wystąpić sytuacja, gdy ciągi kolejnych harmonicznych będą zawierały składowe mieszczące się w jednym „prażku” widmowym. Istotne jest zatem poszukiwanie właściwych metod separacyjnych.

2. PRZYKŁADOWA ANALIZA

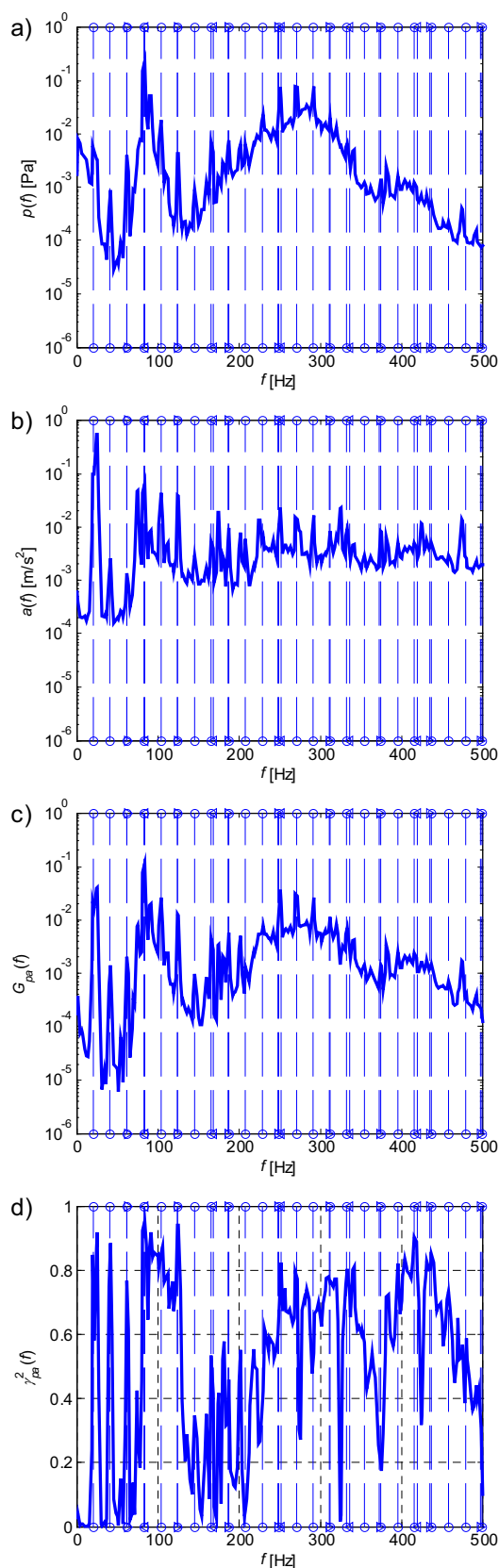
W pracy wykorzystano zmodyfikowany algorytm zwiększania rozdzielczości analizy widmowej oraz separacji składowych harmonicznych o zbliżony częstotliwościach (różnica mniejsza niż rozdzielczość uzyskania za pomocą transformaty Fouriera [9]), nawet dla składowych harmonicznych widma silnie zakłóconych szumem losowym [5]. Działanie tego algorytmu opiera się na wykorzystaniu specyficznych własności funkcji koherencji [1].

Problemem, w którym można zastosować przedstawiony algorytm są badania układów napędowych maszyn i pojazdów. Jako przykład zastosowania zaproponowanej metody przedstawiono wyniki analizy pomiarów hałasu oraz drgań podpory z łożyskiem tocznym.

Autor wykorzystał przedstawiony w pracach [7,8] model pozwalający na generowanie sygnałów, których widma zawierają podstawową informację dotyczącą uszkodzenia elementów łożyska tocznego. Pojawiają się składowe częstotliwości takie same jak w widmie sygnału zarejestrowanego dla rzeczywistego łożyska [4,5].

Weryfikacja przyjętego modelu z badaniami łożysk zamontowanych w rzeczywistej maszynie jest dużo trudniejsza. Poziom sygnału pochodzącego z łożyska jest stosunkowo słaby w porównaniu z innymi źródłami drgań.

Weryfikację modelu przeprowadzono dokonując badań na stanowisku znajdującym się w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. Stanowisko zbudowane jest z dwóch podpór łożyskowych i wału z niewyrównoważoną masą powodującą obciążenie łożysk wirującą siłą odśrodkową. Podpora pierwsza, od strony silnika napędowego, zawiera łożysko ślizgowe zaś druga badane łożysko toczne.

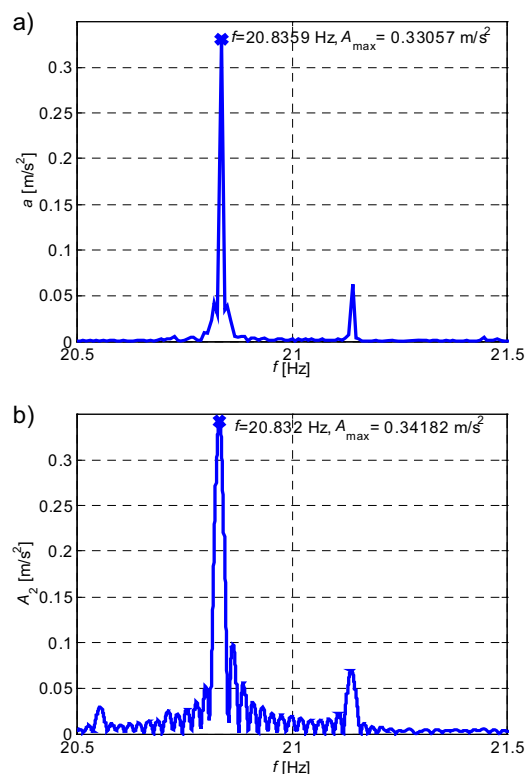


Rys. 1. Charakterystyki w dziedzinie częstotliwości zarejestrowanych sygnałów. Znaczniki harmoniczných: \boxtimes - prędkości obrotowej, ϖ - uszkodzenia bieżni wewnętrznej, ω - uszkodzenia bieżni zewnętrznej.

Na rysunku 1 przedstawiono widma hałasu $p(f)$ i przyspieszeń drgań $a(f)$ zarejestrowanych na stanowisku badawczym, oraz widmo wzajemne $G_{pa}(f)$ i funkcję koherencji $\gamma_{pa}^2(f)$ tych sygnałów z zaznaczonymi składowymi harmonicznymi związanymi z częstotliwością obrotową i częstotliwościami związanymi z uszkodzeniami bieżni wewnętrznej i bieżni zewnętrznej łożyska tocznego.

Przedstawione charakterystyki sygnałów w dziedzinie częstotliwości wykazują jak „bogate” w harmoniczne może być widmo stosunkowo prostego elementu układu mechanicznego.

W pierwszym kroku analizy ustalimy dokładną wartość częstotliwości obrotowej. Na rysunku 2 przedstawione zostały wycinki widma chwilowego drgań uzyskanego z wykorzystaniem transformaty Fouriera oraz proponowanego algorytmu dla podstawowej harmonicznej częstotliwości obrotowej.

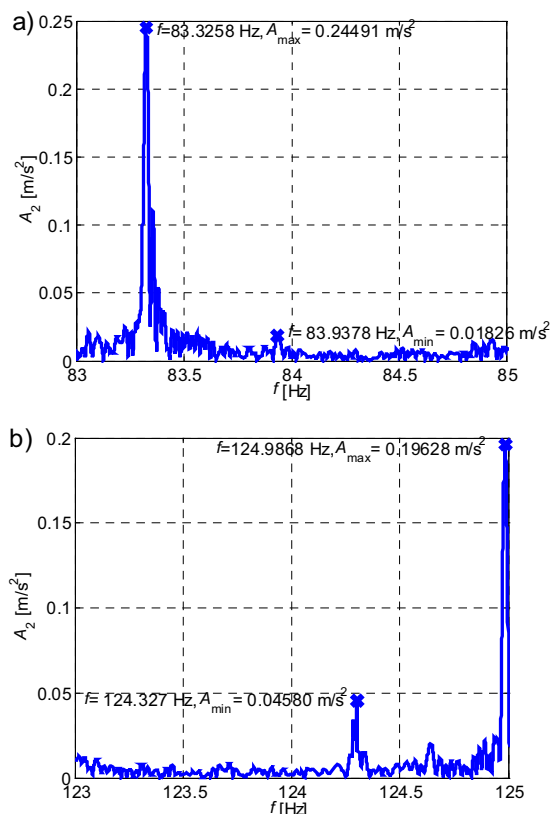


Rys. 2. Wyznaczenie podstawowej harmonicznej częstotliwości obrotowej: a) za pomocą transformaty Fouriera, b) z wykorzystaniem proponowanego algorytmu.

Wyniki przedstawione na rysunku 2 nie wykazują znacznych różnic pomiędzy obiema metodami. Dokładność widma chwilowego zależy od rozdzielczości częstotliwościowej analizy, która jest odwrotnie proporcjonalna do czasu zarejestrowanego sygnału. W przedstawionym przykładzie wynosił on $T=128$ s ($\Delta f=7,82$ mHz). W proponowanym algorytmie wymagany czas rejestracji zależy od rozdzielczości widma uśrednionego, liczby uśrednień oraz zastosowanej zakładki. W przedstawionym przykładzie dla rozdzielczość $\Delta f=2$ Hz, liczby

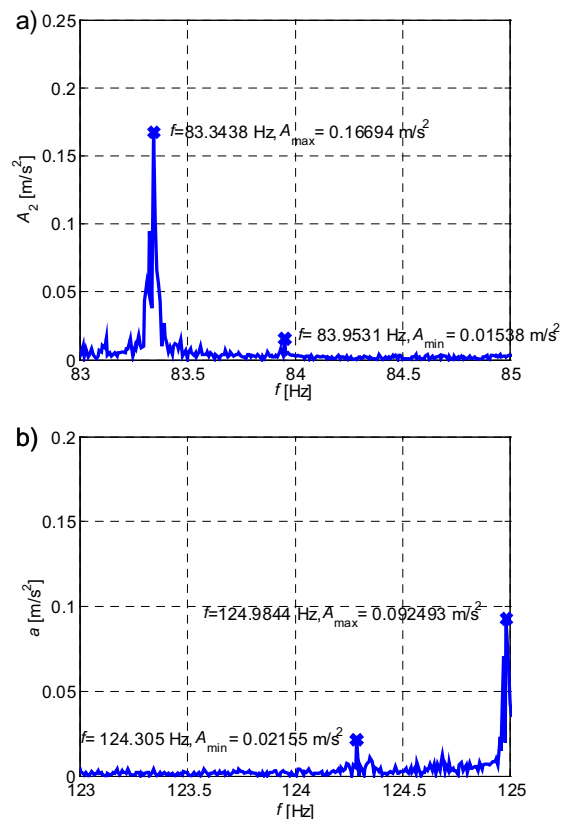
uśrednień $i_u=100$ i zakładki $z=10\%$ wymagany czas zarejestrowanego sygnału wynosił $T=90$ s. Można go oczywiście skrócić zmniejszając liczbę uśrednień (duża liczba uśrednień jest wymagana przy dokładnym odwzorowaniu amplitudy składowej harmonicznej) lub (i) zwiększając zakładkę (zmiana selektywności metody [5]). Dokładność zastosowanej metody zależy tylko pośrednio od rozdzielczości analizy i od zastosowanego kroku zmiany częstotliwości wzorcowej [5] (wpływa niestety na czas trwania obliczeń). W przykładzie dokładność δf wyniosła 0,2 mHz, a więc jest znacznie większa od dokładności klasycznej transformaty Fouriera.

Dużo większym problemem jest potrzeba wykonania analizy dla przypadków gdy niektóre składowe harmoniczne widma znajdują się w tym samym „prążku” widma Fourierowskiego (a nie mamy możliwości zwiększenia rozdzielczości analizy). Na rysunku 3 przedstawiono „separację” czwartej harmonicznej prędkości obrotowej pierwszej harmonicznej uszkodzenia bieżni wewnętrznej łożyska znajdujących się w „prążku” widma o częstotliwości $f_s=84$ Hz ($\Delta f=2$ Hz) (patrz rysunek 1) oraz szóstej harmonicznej prędkości obrotowej i drugiej harmonicznej uszkodzenia bieżni zewnętrznej łożyska znajdujących się w „prążku” widma o częstotliwości $f_s=124$ Hz.



Rys. 3. „Separacja” harmonicznych: a) częstotliwości obrotowej i częstotliwości uszkodzenia bieżni wewnętrznej, b) częstotliwości obrotowej i częstotliwości uszkodzenia bieżni zewnętrznej.

Dla weryfikacji działania algorytmu przeprowadzono obliczenie chwilowego widma Fouriera ($\Delta f=7,82$ mHz). Wyniki przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. widmo chwilowe blisko położonych harmonicznych: a) częstotliwości obrotowej i częstotliwości uszkodzenia bieżni wewnętrznej, b) częstotliwości obrotowej i częstotliwości uszkodzenia bieżni zewnętrznej.

WNIOSKI

Wyniki przeprowadzonych badań wskazują na skuteczność stosowania metod koherencyjnych w poszukiwaniu informacji diagnostycznej zawartej w rejestrowanych sygnałach, a w szczególności w zastosowaniach związanych z identyfikacją modeli dynamicznych. Jest to szczególnie istotne podczas badań przeprowadzanych na maszynach pracujących w warunkach rzeczywistych.

W wyniku przeprowadzonych prac można zaproponować następującą metodę wspomaganą identyfikacją modeli:

- rejestracja sygnałów wibroakustycznych z czujników rozmieszczonych w pobliżu badanych elementów lub zespołów maszyn za pomocą standardowego zestawu pomiarowego,
- zlokalizowanie, na podstawie stworzonego modelu, pasm częstotliwości występowania identyfikowanych składowych harmonicznych sygnału,

- określenie „dokładnych” wartości częstotliwości i amplitud składowych sygnału z wykorzystaniem metod koherencyjnych (z dokładnością wynikającą z możliwości zaproponowanej metody),
- wprowadzenie uzyskanych wartości do modelu i jego weryfikacja.

Podczas prowadzonych badań nasunęły się następujące spostrzeżenia:

- można zwiększyć dokładność odwzorowania sygnału modelowego przez wprowadzenie do obliczeń wartości prędkości obrotowej zarejestrowanej oddzielnym czujnikiem (podczas prowadzonych prac, częstotliwość obrotowa była ustalana zgrubnie na podstawie identyfikacji w widmach częstotliwościowych zarejestrowanych sygnałów),
- duży wpływ na poziom zakłóceń w rejestrowanych sygnałach ma położenie czujników pomiarowych, które podczas przeprowadzonych badań umieszczone były w dostępnych z zewnątrz miejscach na obudowie badanego elementu.

W stosunku do dotychczas stosowanych metod zastosowanie nowatorskiego algorytmu, opartego na własnościach funkcji koherencji, zwielokrotniło dokładność analizy widmowej i pozwoliło na separację składowych harmonicznych o zbliżonych wartościach częstotliwości. Tym samym proponowana procedura umożliwiła uniknięcie kłopotów związanych z „nakładaniem” się tych składowych w widmie fourierowskim na siebie i niejednoznaczności interpretacji.

LITERATURA

- [1] Bendat J.S., Piersol A.G., *Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis*, John Wiley & Sons Inc., 1980.
- [2] Bendat J.S., *Nonlinear Systems Techniques and Applications*, John Wiley & Sons Inc., New York 1998.
- [3] Dąbrowski Z., Dziurdź J., O wykrywaniu uszkodzeń doraźnych łożysk tocznych, *Kongres Diagnostyki Technicznej KDT '96*, Tom II, Gdańsk, 1996, s. 193-198.
- [4] Dziurdź J., Wybrane aspekty diagnostyki łożysk tocznych, *XXII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn*, Węgierska Górka, 1995, s. 20-23.
- [5] Dziurdź J., Minimalizacja hałasu i drgań na stanowisku operatora maszyny roboczej (propozycja metody), *Rozprawa doktorska*, Politechnika Warszawska, 2000.
- [6] Kahrman A., Singh R., Non-linear dynamics of a gear rotor bearing system with multiple clearances, *Journal of Sound and Vibration* (1991) 144(3), s. 469-506.
- [7] Mc Faden P.D., Smith J.D., Model for the Vibration Produced by a Single Point Defect in Rolling Element Bearing, *Journal of Sound and Vibration*, 96(1), s. 69-82.
- [8] Mc Faden P.D., Smith J.D., The Vibration Produced by Multiple Point Defects in a Rolling Element Bearing, *Journal of Sound and Vibration*, 98(2), s. 263-273.
- [9] Randall R.B., *Frequency Analysis*, Brüel&Kjaer, 1987.



Dr inż. Jacek DZIURDŹ – absolwent Wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej. Adiunkt w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. Zajmuje się problematyką związaną z diagnostyką maszyn, wibroakustyką maszyn oraz analizą sygnałów. Autor ponad 30 publikacji z zakresu diagnostyki wibroakustycznej i cyfrowej analizy sygnałów. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.

IDENTYFIKACJA STANU TECHNICZNEGO NA PODSTAWIE ANALIZY TRAJEKTORII STANU W PRZESTRZENI CECH GŁÓWNYCH

Marek FIDALI

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Śląska
ul. Konarskiego 18 a, 44-100 Gliwice, fax: (32) 237-13-60 , e-mail: mfidali@polsl.pl

Streszczenie

Dysponując danymi uczącymi zarejestrowanymi podczas działania obiektu w różnych chwilach czasu „makro” oraz w różnych stanach technicznych, możliwe jest wyznaczenie przekształcenia przestrzeni wartości cech do przestrzeni wartości cech głównych. Posiadając parametry przekształcenia, można wyznaczyć wartości cech głównych w dowolnych chwilach czasu „makro”. Pozwala to na wyznaczenie trajektorii wartości cech głównych w dziedzinie czasu „makro” w oparciu o nowe, wcześniej nie analizowane dane pochodzące z badanego obiektu lub obiektu tej samej klasy. Wyznaczone trajektorie mogą być cennym źródłem informacji o zachodzących zmianach stanu technicznego maszyny podczas jej eksploatacji.

Słowa kluczowe: diagnostyka, maszyna wirnikowa, przestrzeń wartości cechy, trajektorie

IDENTIFICATION OF TECHNICAL STATE ON THE BASIS OF ANALYSIS OF STATE TRAJECTORY IN EIGENSPACE

Summary

Learning data obtained during machine operation in different moments of “macro” time and with taking into account different technical states make it possible to obtain transformation of a space of feature values of observed signals to the eigenspace of feature values. Basing on parameters of this transformation it is possible to obtain feature eigenvalues in any moment of “macro” time. It allows us to determine feature eigenvalues trajectory in “macro” time domain on the basis of new data which was previously unanalyzed and was taken from investigated object. Determined trajectories can be an important source of information about technical state of a machine.

Keywords: diagnostics, rotating machinery, feature values space, trajectories

1. WSTĘP

W diagnostyce technicznej maszyn stosowane są pojęcia czas „mikro” t i czas „makro” θ [1],[2]. Pojęcia te umożliwiają rozpatrywanie „szybko zmieniających się” wartości chwilowych sygnałów, zależnych od „wolno zmieniających się” stanów technicznych obiektu. Pozwala to na przyjęcie następującego założenia:

$$\xi = t + \theta \quad (1)$$

gdzie: ξ – czas rzeczywisty

Wartości chwilowe sygnałów diagnostycznych rozpatrywane są na dostatecznie krótkich odcinkach czasu „mikro” pozwalających na przyjęcie stałej wartości czasu „makro”, tzn.:

$$x(\xi) = x(t + \theta) = x(t)|_{\theta} \quad (2)$$

Założenie o „wolno zachodzących zmianach” stanu pozwala na uznanie, że stan s nie zależy od czasu „mikro” t . Jest on jedynie funkcją czasu „makro” θ

$$s(t + \theta) = s(\theta) \quad (3)$$

Rozkład (1) czasu rzeczywistego ξ na składniki t i θ jest oczywiście niejednoznaczny, pozwala jednak na przyjęcie odpowiedniej interpretacji znaczeń pojęć czasu „mikro” i czasu „makro”.

Wynikiem obserwacji obiektu w ustalonej chwili czasu „makro” θ są przebiegi zmian chwilowych wartości sygnałów zachodzących w czasie „mikro”, dla których wyznaczane mogą być wartości cech sygnałów. Wyznaczone wartości cech sygnałów nie zależą już od czasu „mikro”, są jedynie funkcjami czasu „makro” $v_i(\theta_j)$. Na podstawie tak wyznaczonych wartości cech sygnałów mogą być wyznaczane wartości cech stanu $s(\theta_j)$ obiektu. Wynikiem obserwacji obiektu w kolejnej chwili czasu „makro” θ_{j+1} będą wartości cech sygnałów w tej chwili $v_i(\theta_{j+1})$. Obserwacja obiektu w kolejnych ustalonych chwilach czasu „makro” ..., θ_j , θ_{j+1} , ...

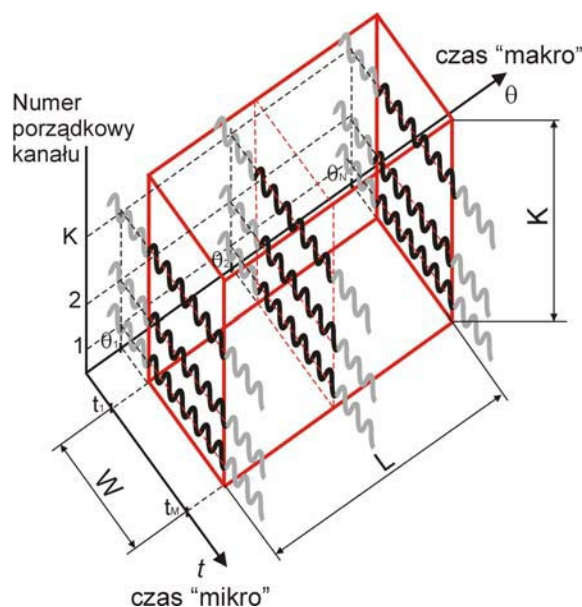
umożliwia pozyskanie informacji o historii zmian wartości cech sygnałów, a zatem również historii zmian stanu technicznego. Uwzględnienie czasu jako czynnika porządkującego umożliwia dynamiczne przedstawienie historii stanu i eksploatacji obiektu jako pewnego rodzaju trajektorii w przestrzeni stanów [2].

2. UOGÓLNIONE OKNO DANYCH I DODATKOWE SYGNAŁY POMOCNICZE

Dla określenia sformalizowanej metody wyznaczania cech (również łącznych) sygnałów diagnostycznych umożliwiających opisanie trajektorii w przestrzeni stanów wprowadzono [5] uogólnione okno danych, pozwalające na odwzorowanie zmian wartości cech sygnałów diagnostycznych obserwowanych jednocześnie w k kanałach pomiarowych w czasie „mikro” i w ustalonych chwilach czasu „makro”.

Uogólnione okno danych (rys. 1.) charakteryzują następujące cechy:

- wysokość K - związana z liczbą kanałów, w których sygnały obserwowane są jednocześnie,
- szerokość W - związana z czasem trwania obserwacji sygnałów w czasie „mikro”,
- głębokość L - dotycząca czasu trwania lub liczby obserwacji obiektu w czasie „makro”.



Rys. 1. Kształt uogólnionego okna danych

Aby rozszerzyć możliwość stosowania proponowanej koncepcji uogólnionego okna danych, wprowadzono [5] nowe sygnały, w dalszym ciągu nazywane dodatkowymi sygnałami pomocniczymi. Dodatkowe sygnały pomocnicze wyznaczone są na podstawie wartości sygnałów opisanych w chwilach czasu „mikro”, co nie znaczy, że musi to być ta sama dziedzina czasu „mikro”. Dziedzina czasu „mikro” dla dodatkowych sygnałów pomocniczych może być

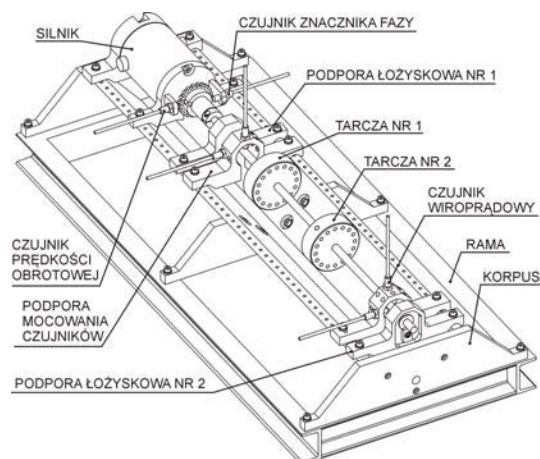
określona np. przez wartości opóźnień czasowych $\tau = \Delta t = t_{i+1} - t_i$, przy których określone są wartości funkcji korelacji wzajemnej dwóch sygnałów. Zatem w myśl powyższych rozważań funkcja korelacji wzajemnej wyznaczona na podstawie dwóch dowolnych sygnałów obserwowanych może być traktowana jako dodatkowy sygnał pomocniczy. Sygnałami pomocniczymi mogą być również funkcje w dziedzinie częstotliwości. Sygnały pomocnicze mogą stanowić podstawę do wyznaczenia innych sygnałów pomocniczych. Przykład takiego postępowania można znaleźć m. in. w [5]. Określenie sposobu wyznaczania dodatkowych sygnałów pomocniczych jest najczęściej wynikiem badań heurystycznych, prowadzonych indywidualnie przez badacza i wymaga uwzględnienia własności i właściwości rozpatrywanych obiektów.

3. WYZNACZANIE TRAJEKTORII W PRZESTRZENI WARTOŚCI CECH GŁÓWNYCH

Aby wyznaczyć trajektorię w przestrzeni wartości cech głównych zaproponowano metodę, która wymaga przeprowadzenia szeregu działań omówionych poniżej.

3.1. Przeprowadzenie eksperymentu diagnostycznego

Przeprowadzono czynny eksperyment diagnostyczny w Laboratorium Diagnostyki Technicznej Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn na stanowisku wyposażonym m.in. w model maszyny wirnikowej RotorKit (rys. 2) oraz wielokanałowy układ przetwarzania i analizy sygnałów. Eksperyment umożliwił pozyskanie zbioru danych uczących, niezbędnego do wyznaczania przekształcenia przestrzeni wartości cech do przestrzeni wartości cech głównych oraz zbioru danych testujących służącego do wyznaczenia trajektorii w przestrzeni wartości cech głównych. Danymi były sygnały wielokanałowe zarejestrowane w różnych chwilach czasu „makro” działania tego obiektu.



Rys. 2. Obiekt poddawany badaniom

Podczas realizacji czynnego eksperymentu diagnostycznego na badanej maszynie symulowano m.in. następujące niesprawności:

- S_1 – sprawny,
- S_2 - lekkie przycieranie,
- S_3 - niewyważenie statyczne,
- S_4 - niewyważenie momentowe.

Zbiór danych uczących obejmował 96 przykładów (po 24 przykłady dla każdego stanu), natomiast zbiór danych testujących zawierał 64 przykłady (po 16 dla każdego ze stanów)

3.2. Określenie zbioru sygnałów obserwowanych oraz zbioru sygnałów pomocniczych

Podczas badań obserwowano i rejestrowano sygnały jednocześnie w pięciu kanałach pomiarowych. Określono zbiór sygnałów obserwowanych $\mathbf{X}(t) = \{x_1(t), x_2(t), x_3(t), x_4(t), x_5(t)\}$, gdzie sygnały $x_1(t)$ i $x_2(t)$ opisywały trajektorię środka czopa w pierwszej podporze łożyskowej, sygnały $x_3(t)$ i $x_4(t)$ opisywały trajektorię środka czopa w drugiej podporze łożyskowej, natomiast sygnał $x_5(t)$ pochodził z czujnika znacznika wyróżnionego położenia kąтового wału.

Na podstawie sygnałów należących do zbioru sygnałów obserwowanych \mathbf{X} wyznaczono m.in. zbiór $\mathbf{U}(t) = \{u_{1,2}(t), u_{3,4}(t)\}$, zawierający sygnały opisujące zmiany wartości promieni trajektorii środka czopa w łożyskach badanej maszyny i zbiór $\mathbf{RU}\Phi(\tau) = \{ru\phi_{1,2-3,4}(\tau), ru\phi_{1,2-5}(\tau), ru\phi_{3,4-5}(\tau)\}$, zawierający funkcje korelacji wzajemnych sygnałów ze zbioru \mathbf{U} i sygnału $x_5(t)$:

3.3. Określenie zbioru rozpatrywanych cech i wyznaczenie m wymiarowej przestrzeni wartości cech.

Zbiorem cech, które posłużyły do oceny rozpatrywanych sygnałów, był zbiór 16 powszechnie znanych i stosowanych w diagnostyce wymiarowych i bezwymiarowych cech punktowych, np. wartość średniokwadratowa, wartość skuteczna wariancja, wartość szczytowa dodatnia, współczynnik kształtu, kurtoza itp.

Ponadto do oceny dodatkowych sygnałów pomocniczych, należących do zbioru $\mathbf{RU}\Phi$, zaproponowano ograniczony zbiór cech punktowych, zawierający takie cechy jak: wartość szczytowa dodatnia, opóźnienie, przy którym występuje wartość szczytowa dodatnia, wartość, przy której funkcja korelacji wzajemnej uzyskuje 50% wartości oraz opóźnienie, przy którym występuje wartość połowkowa korelacji.

3.4. Ograniczenie wymiarów przestrzeni wartości cech

Rozpatrywane zbiory sygnałów obserwowanych i sygnałów pomocniczych należące do zbioru danych uczących poddano ocenie i wyznaczono

wielowymiarowe przestrzenie wartości cech V^m . W celu zmniejszenia liczby wymiarów uzyskanych przestrzeni ograniczono liczbę ich wymiarów poprzez przekształcenie m wymiarowej przestrzeni wartości cech punktowych w n wymiarową przestrzeń wartości cech głównych G^n .

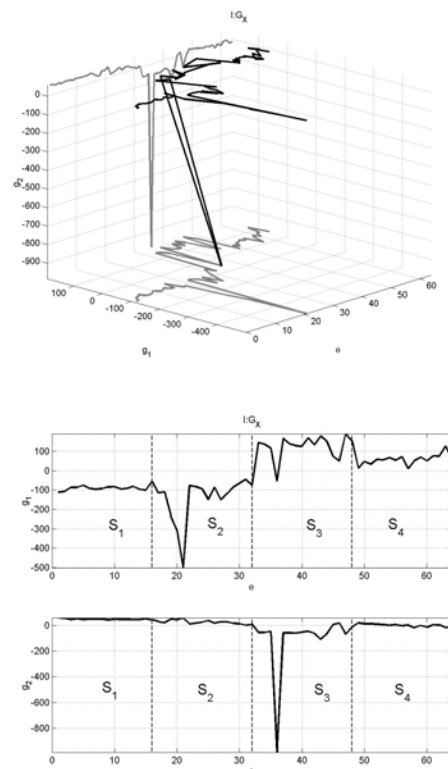
Przestrzeń wartości cech głównych G^n charakteryzuje się tym, że jej osie są osiami głównymi rozpatrywanego zbioru punktów w przestrzeni wartości rozpatrywanych cech V^m .

W celu optymalizacji przestrzeni wartości cech posłużono się metodami opartymi na analizie dyskryminacyjnej [6],[7]. Dla potrzeb badań przyjęto, że poszukiwanie optymalnej przestrzeni wartości cech będzie oparte na rozszerzonym kryterium Fishera.

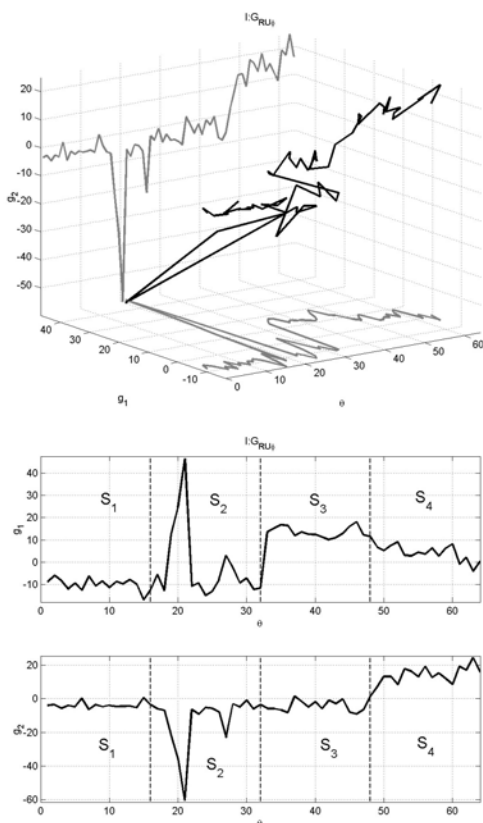
Przyjęto, że przekształcenie przestrzeni wartości cech do przestrzeni wartości cech głównych nie jest zależne od czasu "makro". Dysponując parametrami przekształcenia, można wyznaczyć wartości cech głównych w dowolnych chwilach czasu "makro" (dowolnych przekrojach uogólnionego okna danych). Pozwala to na wyznaczenie trajektorii wartości cech głównych w dziedzinie czasu "makro".

3.5. Określenie trajektorii w ograniczonej przestrzeni wartości cech głównych

Opierając się na określonych przekształceniach przestrzeni wartości cech do przestrzeni wartości cech głównych, na podstawie zbioru danych testujących, wyznaczono trajektorie w przestrzeni wartości cech głównych G_X^2 i $GO^2_{RU\Phi}$.



Rys. 3. Trajektoria w przestrzeni wartości cech głównych G_X^2 oraz jej rzuty na płaszczyzny $\theta-g_1$ i $\theta-g_2$



Rys. 4. Trajektoria w przestrzeni wartości cech głównych $G^2_{RU\phi}$ oraz jej rzuty na płaszczyzny $\theta-g_1$ i $\theta-g_2$

Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono przebiegi trajektorii dla przestrzeni wartości cech głównych G^2_X i $G^2_{RU\phi}$ oraz rzuty tych trajektorii na płaszczyzny $\theta-g_1$ i $\theta-g_2$, na których zaznaczono obszary wskazujące przedziały czasu "makro" występowania rozpatrywanych stanów technicznych.

Na podstawie wykresów przedstawiających rzuty trajektorii na płaszczyzny $\theta-g_1$ i/lub $\theta-g_2$ możliwe jest zidentyfikowanie wystąpienia stanów technicznych oraz chwil, w których następuje zmiana stanu.

6. PODSUMOWANIE

Na podstawie analizy przebiegów trajektorii w przestrzeni wartości cech głównych możliwe było zidentyfikowanie występowania zmian lokalnych w obrębie każdego z rozpatrywanych stanów oraz zmian dotyczących przejścia jednego ze stanów w drugi. Taki sposób analizy w głównej mierze uzależniony jest od intuicji i subiektywnych odczuć badacza. Wydaje się celowe poddanie analizie przebiegów wartości cech głównych opisujących trajektorię z zastosowaniem metod analizy sygnałów, w tym metod łącznej analizy sygnałów. Można się spodziewać, że wykorzystanie tych metod dla potrzeb analizy przebiegów wartości cech głównych w dziedzinie czasu "makro" może

umożliwić pozyskanie cennych informacji o dynamice i naturze zmian stanu maszyny.

LITERATURA

- [1] Cempel Cz.: *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn*. WNT, Warszawa 1982.
- [2] Cholewa W., Kaźmierczak J., *Diagnostyka techniczna maszyn. Przetwarzanie cech sygnałów*, Skrypt Pol. Śl. nr 1693, Gliwice 1992
- [3] Cholewa W.: *Metoda diagnozowania maszyn z zastosowaniem zbiorów rozmytych*. Mechanika – Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, z.764. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 1983.
- [4] Fidali M.: *Metody łącznej analizy sygnałów w wielokanałowych układach diagnozujących maszyny wirnikowych*. Zeszyt naukowy nr 123, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Śląska, Gliwice, 2003.
- [5] Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W., (red.): *Diagnostyka procesów: Modele. Metody sztucznej inteligencji. Zastosowania*. WNT, Warszawa, 2002.
- [6] Sobczak W., Malina W.: *Metody selekcji i redukcji informacji*. WNT, Warszawa, 1985.



Dr inż. Marek FIDALI pracuje w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn na stanowisku adiunkta. Jego zainteresowania obejmują zagadnienia analizy sygnałów, diagnostyki technicznej maszyn, analizy modalnej oraz ochrony człowieka i środowiska przed hałasem i drganiami.

ZASTOSOWANIE METOD WIBROAKUSTYCZNYCH DO DIAGNOZOWANIA ZŁOŻONYCH PRZYPADKÓW USZKODZEŃ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Tomasz FIGLUS, Andrzej WILK

Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu, Politechnika Śląska
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, e-mail: figlus@polsl.katowice.pl, wilk@polsl.katowice.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono zagadnienie lokalizacji złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatych, na podstawie badań stanowiskowych. W eksperymencie czynnym symulowano równocześnie lokalne uszkodzenie koła zębatego oraz uszkodzenia łożysk tocznych.

Analizy sygnałów wykonano stosując metody wykorzystywane dotychczas w wykrywaniu uszkodzeń przekładni zębatych oraz proponowaną metodę, która wykorzystuje filtrację grzebieniową.

Słowa kluczowe: diagnostyka, uszkodzenia kół zębatych, uszkodzenia łożysk tocznych, filtracja sygnału.

IMPLEMENTATION OF VIBRO-ACOUSTIC METHODS IN DIAGNOSIS COMPLEX CASES OF GEAR TRANSMISSION DAMAGE

Summary

In the paper there is presents a method localizing complex cases of gear transmission damage on the base of research work. In the active experiment, both a local damage of tooth gear and a rolling bearing damage were simulated at the same time.

The signal was analysed by using actual methods of signal processing and a proposed method of comb filtration.

Keywords: diagnostics, tooth gear damage, rolling bearing damage

1. WSTĘP

Zastosowanie metod wibroakustycznych w diagnostyce przekładni zębatych wpłynęło na rozwój analiz sygnałów, pozwalających na wykrywanie uszkodzeń oraz w niektórych przypadkach określenie stopnia ich rozwoju. Podstawą tych metod, opracowanych dla pojedynczych przypadków uszkodzeń przekładni, są analizy sygnałów w dziedzinie czasu, częstotliwości [1], czasu i częstotliwości [2,3] oraz czasu i skali częstotliwości [4].

W badaniach obiektów rzeczywistych diagnosta spotyka się z różnymi fazami zużycia i uszkodzeń elementów przekładni. Przedstawiane w literaturze wytyczne do prowadzenia pomiarów i interpretacji wyników w przypadku uszkodzeń pojedynczych elementów, mogą być niewystarczające do prawidłowej diagnozy złożonych uszkodzeń. Metody diagnozowania przekładni umożliwiają powinnny określanie stanu technicznego różnych niezależnych elementów np. stanu współpracujących kół, jak i łożysk tocznych.

Pozostawienie nierozwiązanym zagadnienia diagnozowania złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatych skłoniło autorów do podjęcia badań nad tym zjawiskiem. W pierwszym etapie

zrealizowano badania stanowiskowe, podczas których symulowano różne wartości wykruszenia zęba koła oraz uszkodzenia bieżni zewnętrznych lub wewnętrznych łożysk.

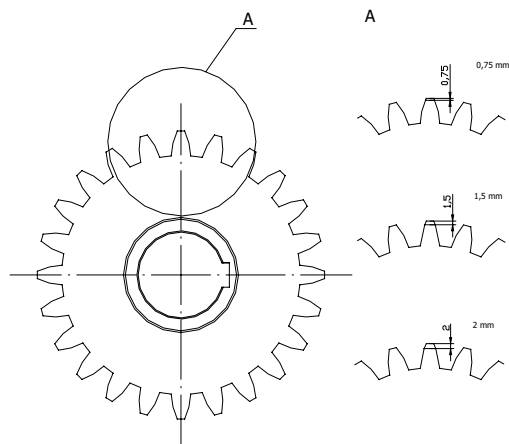
W pracy przedstawiono metodę wykrywania wykruszenia koła zębatego przekładni zębatej w złożonym sygnale drganiowym. W obliczeniach zastosowano filtr grzebieniowy przenoszący pasma zawierające harmoniczne częstotliwości obrotów uszkodzonego koła, a do dalszych analiz wykorzystano transformatę Wignera-Ville'a.

2. ZAŁOŻENIA DO BADAŃ

Badania wykonano na stanowisku mocy krążącej FZG. Pomiary przeprowadzono wibrometrem laserowym mierząc prędkość drgań poprzecznych wału, na którym osadzono uszkodzone koło zębate oraz łożysko toczne. Częstotliwość obrotowa wału koła wynosiła $f_{o2}=30$ Hz.

Do badań wykorzystano koła zębate o zębach prostych o parametrach: liczba zębów zębniaka 16, liczba zębów koła 24, moduł 4,5 mm, szerokość zazębienia 20 mm, współczynnik przesunięcia zarysu zębniaka $x_1=0,864$, współczynnik przesunięcia zarysu koła $x_2=-0,5$, odległość osi kół 91,5 mm.

W badaniach symulowano wykruszenie wierzchołka jednego zęba koła o trzech różnych wartościach (Rys.1). Uszkodzenie to spowodowało zmniejszenie czołowego wskaźnika przyporu od wartości 1,32 do wartości podanych w tabeli 1.

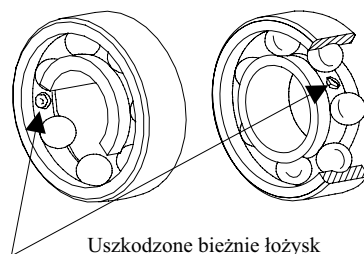


Rys. 1. Rozpatrywane przypadki wykruszenie zęba koła

Tabela 1. Wpływ wykruszenia na zmianę czołowego wskaźnika przyporu

Wykruszenie zęba [mm]	Czołowy wskaźnik przyporu ϵ_α [-]
0	1,32
0,75	1,18
1,5	1,03
2.0	0,93

Do podparcia wału koła wykorzystano trzy łożyska kulkowe zwykłe 6307. Na dwóch łożyskach zadano uszkodzenie w postaci rowka o szerokości ok. 2 mm – odpowiednio na bieżni zewnętrznej oraz wewnętrznej – w jednym miejscu na obwodzie; a trzecie – bez uszkodzenia – wykorzystano do pomiarów sygnałów bazowych (Rys.2). Przyjęty w eksperymencie rodzaj zużycia, symuluje przypadek początkowej fazy łuszczenia bieżni łożyska [5].



Rys. 2. Uszkodzenia bieżni łożysk

Charakterystyczne częstotliwości pojawiania się uszkodzeń w sygnale obliczono z zależności (1) i (2) [6]:

$$- \text{uszkodzenie bieżni wewnętrznej} \\ f_{\text{wewn}} = \frac{z}{2} f_{o2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \quad (1)$$

$$- \text{uszkodzenie bieżni zewnętrznej} \\ f_{\text{zewn}} = \frac{z}{2} f_{o2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \quad (2)$$

gdzie:

z – liczba elementów toczych, f_{o2} – częstotliwość obrotowa wału, d – średnica podziałowa łożyska [mm], D – średnica kulki [mm], α – kąt działania łożyska [°].

Częstotliwości pojawiania się tych uszkodzeń w sygnale WA przy $f_{o2}=30$ Hz wynosiły odpowiednio: dla uszkodzenia bieżni wewnętrznej 130,1 Hz, a dla bieżni zewnętrznej 90,1 Hz.

3. ANALIZA WYNIKÓW POMIARÓW

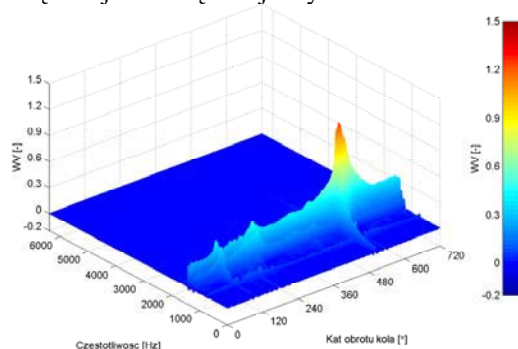
W początkowych analizach, przeprowadzono ocenę przydatności transformaty Wignera-Ville'a (3) [2,3,7,8,9], w diagnozowaniu złożonych przypadków uszkodzeń przekładni.

$$WV(t, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) w(\tau) e^{-j2\pi f \tau} d\tau \quad (3)$$

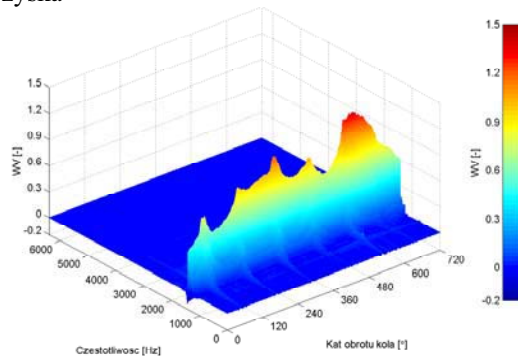
gdzie:

$x^*(t)$ – sygnał urojony sprzężony z $x(t)$,
 $w(t)$ – funkcja wagi.

Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono rozkład WV prędkości drgań przekładni z wykruszeniem koła 2 mm i odpowiednio uszkodzeniem bieżni zewnętrznej i wewnętrznej łożyska.



Rys. 3. Rozkład WV prędkości drgań sygnału – wykruszony ząb – uszkodzona bieżnia wewnętrzna łożyska

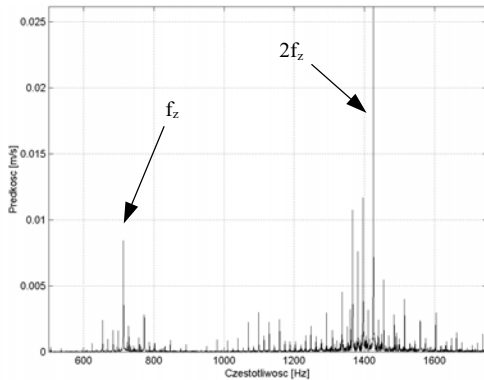


Rys. 4. Rozkład WV prędkości drgań sygnału – wykruszony ząb – uszkodzona bieżnia zewnętrzna łożyska

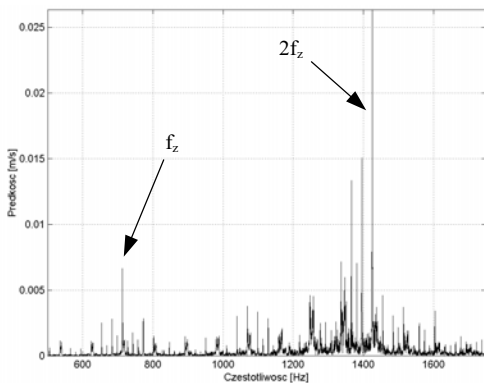
Występujące w rozkładach czasowo-częstotliwościowych znaczne wzrosty amplitudy sygnałów

nie można powiązać z charakterystycznymi częstotliwościami modelowanych uszkodzeń koła zębatego i łożyska tocznego.

Celem określenia wpływu badanych uszkodzeń na zmianę sygnału w dziedzinie częstotliwości wykonano widma sygnałów. Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono zmiany sygnału prędkości drgań w przypadku, gdy w przekładni montowano uszkodzone koło zębate oraz dobre i uszkodzone łożysko toczne. W przypadku złożonego uszkodzenia przekładni największy wzrost amplitudy sygnału występuje w paśmie częstotliwości zbliżonym do drugiej harmonicznej ząbienia. W widmie występuje szerokopasmowa modulacja o znacznej energii generowana przez uszkodzenie łożyska. Modulacja ta powoduje, że niemożliwe jest wykrywanie uszkodzenia koła zębatego zarówno w widmie, jaki i w przedstawionym wcześniej rozkładzie Wignera-Ville'a.



Rys. 5. Uszkodzenie koła zębatego – łożysko dobre f_z – częstotliwość ząbienia

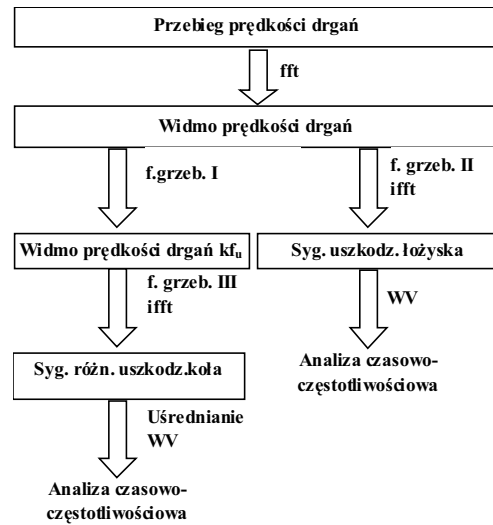


Rys. 6. Uszkodzenie koła zębatego – uszkodzona bieżnia zewnętrzna łożyska f_z – częstotliwość ząbienia

Na tej podstawie wyciągnięto wniosek, iż zastosowanie analizy Wignera-Ville'e oraz sygnału różnicowego [7] bez wstępnej filtracji może być mało efektywne.

Dalsze analizy wykonano stosując metodę filtracji widma – fft (Rys.7).

W metodzie tej, do lokalizacji uszkodzenia koła zębatego stosuje się filtry, przenoszące pasma częstotliwości, które obejmują szerokopasmową modulację sygnału $kf_u = kf_{o2}$ – filtr grzebieniowy I.



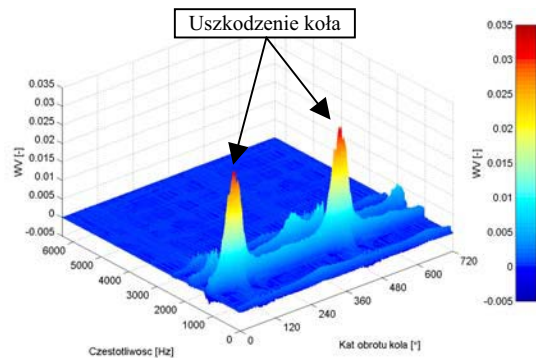
Rys. 7. Analiza sygnału zorientowana na wykrywanie uszkodzenia koła zębatego i łożyska tocznego

Następnie wyznacza się sygnał różnicowy – filtr grzebieniowy III – w którym usunięto harmoniczne częstotliwości ząbienia f_z wraz ze „wstęgami bocznymi”. Tak otrzymany sygnał poddawać można dalszym analizom.

Algorytm zaprezentowany na rysunku 7 umożliwia także określenie stanu łożysk tocznych w złożonym sygnale drganiowym. W przypadku tym, filtr grzebieniowy II przenosi wszystkie pasma częstotliwości z wyjątkiem obrotowych zębniaka i koła, i ich harmonicznych.

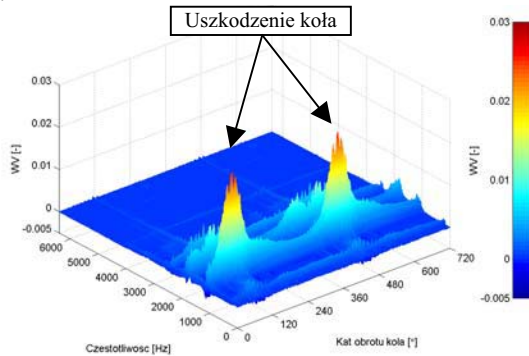
Pasma przenoszenia filtrów opisano i przedstawiono graficznie w pracach [8,9].

Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono analizy sygnałów po filtracji, w której wykrywano uszkodzenie koła zębatego. Sygnały różnicowe poddano uśrednieniu okresem powtarzania się cyklu skojarzeń zębniaka i koła, a następnie obliczono transformatę WV.



Rys.8. Rozkład WV prędkości drgań sygnału różnicowego uszkodzonego koła - uszkodzona bieżnia wewnętrzna

Zarówno w przypadku przekładni, w której występują uszkodzenia koła i bieżni wewnętrznej łożyska, jak i zewnętrznej wzrost amplitudy sygnału odpowiada wejściu w przypór uszkodzonego zęba koła.



Rys.9. Rozkład WV prędkości drgań sygnału różnicowego uszkodzonego koła - uszkodzona bieżnia zewnętrzna

W wyniku przeprowadzonych analiz stwierdzono, że wykrycie mniejszych wartości wykruszenia zęba koła jest możliwe, lecz zmiana amplitudy transformaty Wignera Ville'a po filtracji generowana przez uszkodzenie jest znacznie mniejsza.

4. WNIOSKI

W referacie przedstawiono analizy sygnałów złożonych uszkodzeń przekładni zębatej otrzymanych w badaniach laboratoryjnych.

Z przeprowadzonych analiz wynika, że zastosowanie metod stosowanych do wykrywania pojedynczych uszkodzeń przekładni jest niewystarczające przy złożonych stanach uszkodzeń.

Zaprezentowana w pracy metoda zorientowana na wykrywanie występujących jednocześnie uszkodzeń kół zębatych i łożysk tocznych umożliwiła wykrywanie symulowanego w badaniach uszkodzenia koła zębatego.

Obecnie prowadzone są dalsze badania nad diagnozowaniem tego typu uszkodzeń przekładni zębatych.

LITERATURA:

- [1] Cempel Cz.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn. PWN Warszawa 1989
- [2] Łazarz B., Wojnar G., Figlus T.: Wykrywanie uszkodzeń łożysk w przekładni zębatej. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria: Transport nr 46, 2002
- [3] Wilk A. Łazarz B. Madej H.: Diagnostyka wibroakustyczna przekładni zębatych, Konferencja DIAG'2003

- [4] Batko W., Ziółko M.: Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej. Problemy inżynierii mechanicznej i robotyki. Monografie, Kraków 2002
- [5] Informacja produkcyjna SKF: Uszkodzenia łożysk i ich przyczyny. Copyright SKF, 2001
- [6] SKF Poradnik obsługi technicznej łożysk. Copyright SKF, 1994
- [7] Madej H.: Przetwarzanie sygnałów w diagnostyce przekładni zębatych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria: Transport nr 46, 2002
- [8] Figlus T., Wilk A.: Diagnozowanie złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatych. XXXI Ogólnopolskie Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN, Węgierska Górka 2004
- [9] Figlus T., Wojnar G.: Zastosowanie metod wibroakustycznych do wykrywania wykruszenia zęba w obecności uszkodzeń łożysk tocznych przekładni. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej Seria: Transport. Gliwice 2003
- [10] Wilk A. Łazarz B. Madej H.: Wibroakustyczne symptomy uszkodzeń kół i łożysk tocznych przekładni zębatej. Biuletyn naukowo-techniczny. Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe. OBRUM nr 3. Gliwice 2003
- [11] Wilk A. Łazarz B. Madej H.: Diagnostyka wczesnych stadiów rozwoju uszkodzeń kół zębatych. DIAGNOSTYKA vol.24. 2001



Mgr inż. Tomasz FIGLUS jest doktorantem w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zajmuje się diagnozowaniem przekładni zębatych metodami wibroakustycznymi.



Prof. dr hab. inż. Andrzej WILK jest Kierownikiem Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej oraz Członkiem Zarządu Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. Zajmuje się diagnozowaniem napędów zębatych metodami wibroakustycznymi oraz badaniami dynamicznymi układów napędowych z przekładniami zębatymi.

STANOWISKOWA METODA DIAGNOZOWANIA UKŁADÓW PRZECIWBLOKUJĄCYCH SAMOCHODÓW OSOBOWYCH

Andrzej GAJEK

Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Politechnika Krakowska,
Al. Jana Pawła II 37, PL 31-864 Kraków,
Email: gajeka@mech.pk.edu.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiono konstrukcję stanowiska bębnowego z masami wirującymi do badań hamulców samochodów osobowych oraz zasadę kontroli układów przeciwblokujących ABS na tym stanowisku. Przedstawiono wyniki badań na stanowisku bębnowym oraz podstawowe kryteria oceny sprawności działania układu ABS.

Słowa kluczowe: hamulce, ABS, diagnostyka, stanowisko bębnowe

INVESTIGATION OF THE ABS SYSTEM OF THE PASSENGER CARS IN STAND CONDITIONS

Summary

The paper presents the construction of the fast rotation drum stand with flywheels and principle of experimental investigation of antilock braking systems carried out on that stand. The results of investigation were presented. Qualitative criteria of diagnostic assessment of ABS operation were presented.

Key words: brakes, ABS, diagnostic, drum stand

1. WSTĘP

Hamulcowe układy przeciwblokujące (ABS) stają się powszechnym wyposażeniem pojazdów samochodowych. W dziedzinie diagnostycznych metod badań hamulców z tymi układami, aktualnym i ważnym zadaniem jest opracowanie zasad okresowej kontroli pojazdów wyposażonych w układ przeciwblokujący. Sprawność działania tych systemów ma bowiem podstawowe znaczenie dla bezpieczeństwa ruchu drogowego.

Dotychczasowy zakres kontroli układu ABS, podczas okresowych badań stanu technicznego pojazdów, obejmuje oględziny elementów mechanicznych układu, kontrolę ich kompletności, zamocowania i szczelności. Kontrola stanu elementów elektrycznych i elektronicznych odbywa się tylko na podstawie obserwacji lampki sygnalizacyjnej ABS, której wyłączenie następuje po pozytywnym teście przeprowadzonym przez pokładowy system autodiagnostyki. Negatywny wynik testu autodiagnostycznego sygnalizowany jest ciągłym włączeniem lampki sygnalizacyjnej. Natomiast działanie układu ABS jako całości nie jest kontrolowane. Dotychczas stosowane stanowiskowe metody kontroli hamulców nie pozwalają na sprawdzenie działania układu ABS podczas jego pracy.

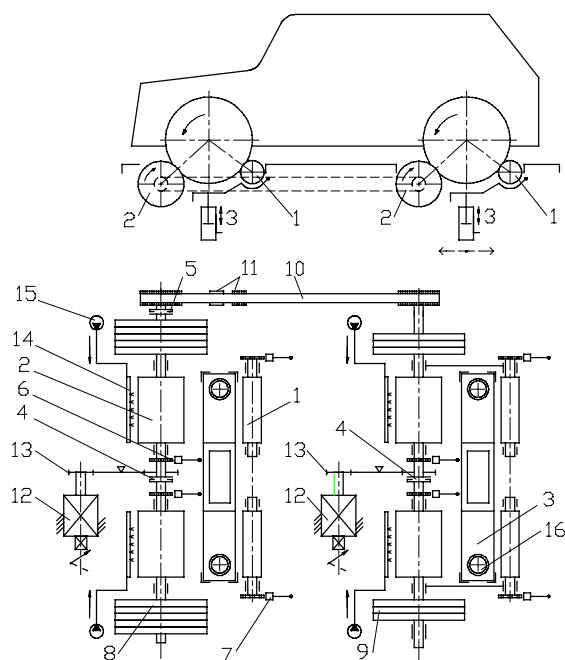
W referacie przedstawiono diagnostyczną metodę badania układów ABS samochodów osobo-

wych na szybkoobrotowym stanowisku bębnowym. Metoda ta pozwala na przeprowadzenie próby hamowania przy prędkościach kół, przy których układ ABS może być uruchomiony.

2. KONSTRUKCJA STANOWISKA

Jest to metoda diagnozowania hamulców określana jako kinetyczna. Schemat stanowiska bębnowego, umożliwiającego kontrolę układu hamulcowego z ABS, przedstawiono na rys. 1, a widok na rys. 2. Stanowisko diagnostyczne ma budowę modułową. Składa się z czterech zespołów bębnowych z masami wirującymi 8/9 i rolek podporowych 1. Zespoły te ustawione są na szynach fundamentowych. Przednie zespoły przykręcone są do szyn, zespoły tylne zamocowane są przesuwnie - ślizgowo i mogą być płynnie przemieszczane wzdłuż szyn. Pozwala to badać samochody o różnym rozstawie osi. Przednie i tylne zespoły połączone są pasem zębatym. Specjalny układ prowadzenia pasa zębatego pozwala na płynną zmianę rozstawu przednich i tylnych bębnowych bez zmiany napięcia pasa. Przesuw ram tylnych realizowany jest mechanicznie. Bębny i masy wirujące zamocowane są sztywno na tej samej osi. Różnica między przednimi i tylnymi zespołami stanowiska dotyczy różnicy momentów bezwładności mas wirujących 8 i 9, uzyskanej przez zmianę grubości stalowych

tarcz. Moment bezwładności przedniego bębna wraz z masą wirującą wynosi 17 kgm^2 , a tylnego 12 kgm^2 . Prawe i lewe zestawy bębnow i mas wirujących połączone są wałem centrującym oraz sprzęgłem elektromagnetycznym 4. Położenie rolek podporowych 1 może być regulowane w poziomie i pionie, co pozwala na ewentualną zmianę rozstawu bębna i rolki. Wzajemne, względne ustawienie tych elementów pozwala na uzyskanie kąta rozstawu rolki i bębna względem osi koła $\sim \pi/2$, co zapewnia niewielkie zmiany reakcji promieniowych podczas hamowania [4]. Układ sił podczas hamowania nie powoduje wynoszenia kół samochodu ze stanowiska w czasie pomiaru, a koła nie tracą kontaktu z rolkami. Przednie rolki podporowe ustawione są z niewielką zbieżnością, aby zmniejszyć tendencję samochodu do poprzecznego przemieszczania się na stanowisku. Między bębnami a rolkami podporowymi ustawione są belki 3 z siłownikami pneumatycznymi, podnoszące koła samochodu. Są one niezbędne podczas wjazdu samochodu na stanowisko i wyjeżdżania po pomiarach.



Rys. 1. Schemat stanowiska diagnostycznego do badań hamulców z układami przeciwblokującymi.

Oznaczenia: 1- rolki podporowe, 2- bębny bieżne, 3- układ podnoszenia samochodu i blokady bębnow i rolek, 4,5- sprzęgła elektromagnetyczne, 6,7- czujniki prędkości obrotowej bębnow i rolek, 8,9- masy wirujące, 10- pas zębaty, 11- układ napinający pas zębaty, 12- silniki elektryczne, 13- przekładnie pasowe, 14- spryskiwacze, 15- pompki spryskiwaczy, 16- rolki – odbojniki

Wymagane ciśnienie powietrza w siłownikach przy podnoszeniu samochodu wynosi 0.8 MPa .

Wysunięcie belek 3 do poziomu podłogi stanowiska równocześnie blokuje obrót rolek i bębnow. Dzięki takiemu rozwiązaniu samochód może bezpiecznie wjechać obiema osiami na stanowisko nie wpadając między rolki i wyjechać z niego. Po ustawieniu samochodu na belkach są one opuszczane w dół przy pomocy siłowników pneumatycznych 3, a bębny i rolki odblokowywane. Na zewnętrznych krańcach belek zamocowane są rolki - odbojniki 16, których zadaniem jest ograniczenie bocznego przesuwu samochodu na stanowisku w czasie badań.

Poszczególne zespoły połączone są sprzęgłami elektromagnetycznymi 4 i 5, co pozwala na prowadzenie badań zarówno na połączonych jak i na rozdzielonych zespołach. Badania układu ABS prowadzone są na połączonych zespołach, natomiast siły hamujące wyznaczane są przy rozłączonych zespołach, indywidualnie dla każdego koła.

Napęd bębnow stanowiska realizowany jest przez dwa silniki elektryczne prądu zmiennego o mocy 7.5 i 5.5 kW , pracujące synchronicznie, uruchamiane programowalnym przemiennikiem częstotliwości. Prędkości obrotowe bębnow i rolek mierzone są przy pomocy czujników impulsowych o rozdzielczości 1000 imp./obrót . W stanowisku zastosowano osiem czujników: 4 do pomiaru obrotów bębnow i 4 do obrotów rolek. Podczas diagnozowania układu ABS wystarcza 1 czujnik do pomiaru prędkości obrotowej połączonych bębnow i 4 do prędkości obrotowej rolek podporowych. Natomiast do wyznaczania sił hamujących na rozłączonych zespołach wykorzystuje się 8 czujników. Sygnały z czujników przekazywane są do przetworników C-C i rejestrowane przy pomocy programu komputerowego.

Przy każdym bębnie zamontowany jest elektryczny spryskiwacz. Regulacja intensywności działania spryskiwaczy 14 pozwala na łagodne zwilżenie bębnow wodą, lub na wytworzenie klina wodnego między oponą i nawierzchnią bębna. Istnieje możliwość zmiany przyczepności nawierzchni wszystkich bębnow lub indywidualnie pod wybranym kołem.

3. ZASADA DIAGNOZOWANIA HAMULCÓW

Badany samochód ustawia się na czterech zespołach bębnow 2 i rolek podporowych 1, po czym uruchamia napęd elektryczny stanowiska. Gdy koła i bębny osiągną prędkości kątowe odpowiadające prędkości obwodowej około 50 km/godz. , napęd jest odłączany i następuje proces intensywnego hamowania, podczas którego uruchamia się układ ABS. W czasie hamowania mierzone i rejestrowane są następujące wielkości: prędkości obwodowe rolek podporowych 1, reprezentujące prędkości hamowanych kół v_k oraz prędkość obwodowa bębnow 2, reprezentująca prędkość odniesienia v_s (prędkość samochodu względem nawierzchni stanowiska). Jak wykazały badania [6], dla celów

diagnostycznych pomiar prędkości obwodowej koła może być zastąpiony pomiarem prędkości obwodowej rolki podporowej. Pozwala to na analizę działania układu ABS poprzez pomiar wielkości związanych ze stanowiskiem, a nie pojazdem badanym, co znacznie przyspiesza wykonanie badania diagnostycznego kolejnych samochodów.

Prędkości kół samochodu i prędkość stanowiska są następnie analizowane pod kątem oceny poprawności działania układu ABS, to znaczy prawidłowości przebiegów prędkości, poślizgów i opóźnień kół. Możliwa jest więc ocena działania układu ABS jako całości.



Rys. 2. Widok stanowiska bębnowego

Bezpośrednio po cyklu pomiarowym (po zatrzymaniu kół samochodu na stanowisku) na ekranie monitora wyświetlane są następujące przebiegi: prędkość bębnów stanowiska v_s reprezentująca prędkość samochodu, prędkości obwodowe kół samochodu v_k , oraz poślizg kół względem nawierzchni stanowiska obliczany z zależności:

$$s_k = \frac{v_s - v_k}{v_s} 100\%, \quad v_s = \omega_b r_b, \quad v_k = \omega_r r_r \quad (1)$$

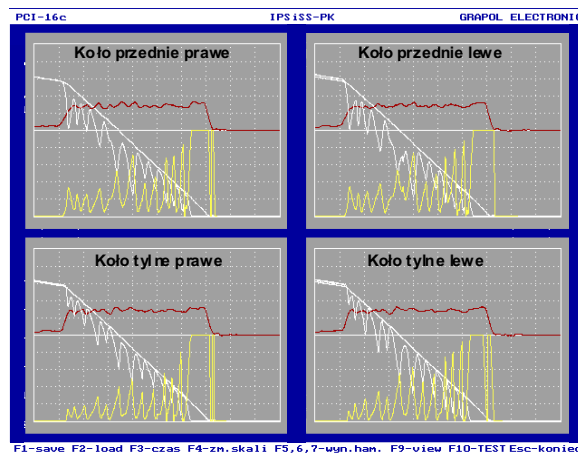
Obliczane są również, oraz wyświetlane, opóźnienia bębnów stanowiska. Na podstawie pomiarów opóźnień bębnów, ale podczas badania przy rozłączonych zespołach stanowiska, oblicza się siły hamujące (ściślej siły styczne między kołami, a bębnami stanowiska).

Przykładowy wygląd ekranu komputera po badaniu układu ABS przedstawiono na rys. 3. Widoczny jest przebieg prędkości obwodowej i opóźnień bębnów stanowiska, prędkości kół oraz przebiegi poślizgu kół. Bezpośrednio po hamowaniu, które trwa kilka sekund, można wizualnie określić czy podstawowe parametry pracy układu ABS dla każdego z kół hamowanych były prawidłowe.

4. KRYTERIA DIAGNOSTYCZNEJ OCENY DZIAŁANIA UKŁADU ABS

Na podstawie uzyskanych wyników badań opracowano metodę diagnostycznej oceny działania układu przeciwblokującego w warunkach stanowiskowych [4,7]. Poniżej przedstawiono zasady oceny jakościowej układu ABS. Mogą one być wykorzystane w okresowych baniach kontrolnych hamulców. Ocenę tą wykonuje się bezpośrednio po teście diagnostycznym, w oparciu o zarejestrowane przebiegi prędkości i poślizgu kół. Obejmuje ona:

- Ustalenie czy występują zablokowania kół w okresie hamowania z uruchomionym układem ABS,



Rys. 3. Wyniki badania układu ABS na stanowisku bębnowym bezpośrednio po pomiarze. Kolor jasny: prędkość bębnów i kół, poślizgi kół. Kolor ciemny - opóźnienia obwodowe bębnów stanowiska

jaka jest ich częstość i czas trwania. Z przeprowadzonych prób wynika, że w warunkach badań stanowiskowych, przy prawidłowym działaniu ABS samochodu osobowego, nie występowały okresy blokowania kół. Jako kryterium sprawności ABS należy przyjąć hamowanie bez okresów blokowania kół, do prędkości około 10 km/godz.

- Ocenę prędkości, przy której wyłączany jest układ ABS, tzw. dolnej prędkości regulacji. Poniżej prędkości około 7 km/godz. może dochodzić do blokowania kół, ponieważ program sterujący układem ABS wyłącza go z pracy.

- Ocenę wartości prędkości i poślizgu kół s , regulowanego przez ABS. Ocena ta umożliwia sprawdzenie ewentualnych przesterowań w początkowym okresie działania ABS, jak również kontrolę utrzymania poślizgu w pobliżu wartości przyjętej jako optymalna.

- Ocenę zdolności adaptacji ABS do zmiennych warunków przyczepności między kołem i nawierzchnią stanowiska. Zarejestrowane przebiegi pozwalają ocenić, czy przy nagłej zmianie przyczepności nie dochodzi do blokowania koła. Jako kryterium prawidłowego działania ABS należy przyjąć brak blokowania koła po nagłej zmianie współczynnika przyczepności oraz ocenę czasu

powrotu koła (po przesterowaniu) w zakres poślizgu optymalnego.

Układ przeciwblokujący ABS powinien spełniać wszystkie powyższe wymagania. Jest to ocena jakości działania układu ABS wykonywana bezpośrednio po badaniu.

Drugi stopień oceny działania układu ABS polega na ilościowej ocenie wykorzystania poślizgu przyjętego za optymalny, ocenie wykorzystania przyczepności oraz statystycznej ocenie poślizgu kół hamowanych. Zasady oceny ilościowej zostały przedstawione m. innymi w [4],[5],[7].

5. PODSUMOWANIE

Stosowane obecnie systemy autodiagnozy układów ABS oraz systemy diagnostyki przy pomocy testerów komputerowych pozwalają sprawdzić poprawność działania układów elektronicznych i elektrycznych. Natomiast części wykonawcze: mechaniczne i hydrauliczne nie są na bieżąco kontrolowane. W związku z tym powstaje problem kontroli funkcjonowania układu hamulcowego z układem ABS jako całości, szczególnie istotny po naprawach tego układu oraz podczas okresowych badań pojazdów. Proponowana metoda kontroli układu hamulcowego z ABS na szybkoobrotowym stanowisku bębnowym pozwala ocenić całościowo ten układ na podstawie skutków jego działania. Ocenie podlega bowiem jakość współpracy kół z nawierzchnią jezdni (stanowiska bębnowego), czyli prędkość i poślizg kół hamowanych.

LITERATURA

- [1] Antilock Braking System ABS. Materiały firmy Bosch, 1993.
- [2] Automotive Handbook, Bosch, 4th Edition, SAE 1996
- [3] Gajek A.: Kompleksowa diagnostyka układu hamulcowego w warunkach kinetycznych. Kongres Diagnostyki Technicznej, Gdańsk 09/1996.
- [4] Gajek A.: Modelowanie i analiza układu samochodu - stanowisko bębnowe do badań i diagnostyki hamulców. Monografia nr 280. Wyd. Politechniki Krakowskiej, Kraków 2002.
- [5] Gajek A., Pieniążek A., Strzępek P.: Analiza statystyczna działania układu przeciwblokującego ABS. Konferencja hamulcowa 2001'. Politechnika Łódzka, Pilot, SIMP Łódź, Łódź, 04/2001.
- [6] Regulamin nr 13 ECE ONZ, Zał. nr 13: Wymagania stosowane do badań układów hamulcowych wyposażonych w urządzenia przeciwblokujące.
- [7] Gajek A.: Możliwości diagnozowania układów przeciwblokujących pojazdów samochodowych. Zeszyty Naukowe. Wydział Samochodów i Ma-

szyn Roboczych Politechniki Warszawskiej, nr 2(49)2003. W-wa 2003

- [8] Regulamin nr 13 ECE ONZ, Zał. nr 13: Wymagania stosowane do badań układów hamulcowych wyposażonych w urządzenia przeciwblokujące.
- [9] Szczepaniak C.: Urządzenia przeciwblokujące. Studium teorii i konstrukcji. Praca zbiorowa, Zeszyty Naukowe ITS, W-wa 1992.



Dr hab. inż. Andrzej GAJEK urodził się w Krakowie w 1949r. Od 1973r pracuje w Instytucie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej. W pracy naukowej zajmuje się zagadnieniami diagnostycznych badań pojazdów

samochodowych, szczególnie układów hamulcowych. W tej dziedzinie obronił pracę doktorską pt.: „Analiza zależności między wynikami badań hamulców samochodów osobowych w warunkach drogowych i stanowiskowych”. Jest autorem licznych opracowań naukowych, prac konstrukcyjnych i patentów oraz kierownikiem projektów naukowo badawczych w zakresie diagnostycznych badań hamulców samochodowych. W roku 2003 na podstawie rozprawy habilitacyjnej pt. „Modelowanie i analiza układu samochodu - stanowisko bębnowe do badań i diagnostyki hamulców” uzyskał stopień naukowy doktora habilitowanego w zakresie budowy i eksploatacji maszyn.

DIAGNOZOWANIE STANU UKŁADÓW PRZEPŁYWOWYCH MASZYN WIRNIKOWYCH NA PODSTAWIE SYMPTOMÓW DRGANIOWYCH

Tomasz GAŁKA

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

Streszczenie

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

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

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

Summary

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

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

1. WPROWADZENIE

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

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

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

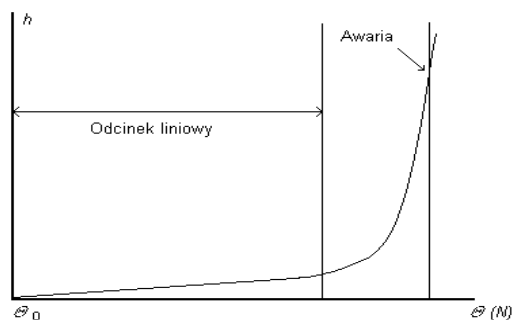
2. MECHANIZMY UBYTKU ŻYWOTNOŚCI

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

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

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

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



Rys.1. Schemat przebiegu czasowego procesów wyczerpywania żywotności

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

3. SYMPTOMY DRGANIOWE

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

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

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

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

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

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

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

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

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

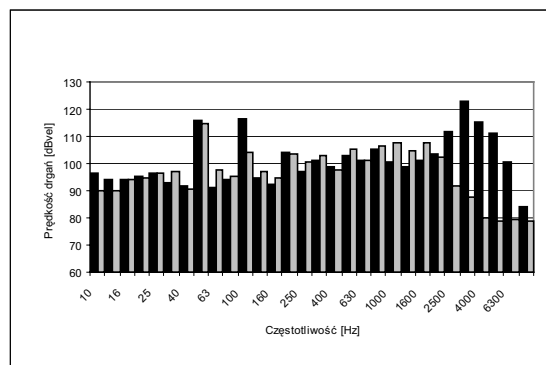
Jak wynika z analizy procesów wyczerpywania żywotności elementów układu przepływowego, skutki ich oddziaływania można podzielić na:

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

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

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

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



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

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

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

4. OCENA ZUŻYCIA I OBLICZENIA TRWAŁOŚCI

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

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

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

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

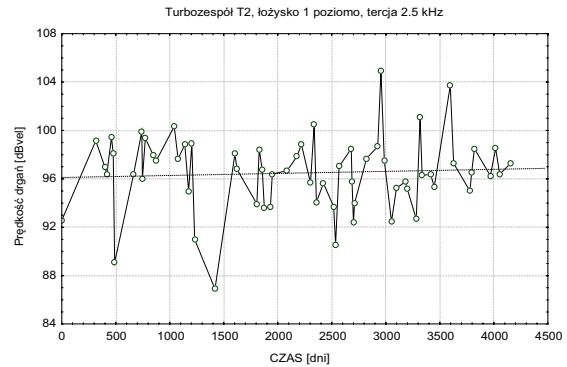
Wyniki te otrzymano przy pewnych założeniach upraszczających i dla określonych parametrów materiałowych. Spośród potencjalnych źródeł niedokładności należy wymienić zmiany parametrów cieplnych, nierównomierność obciążenia tarczy, uśrednienie rozkładu temperatury, niedokładność określenia parametrów materiałowych,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

4. OCENA WIBRODIAGNOSTYCZNA

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

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

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



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

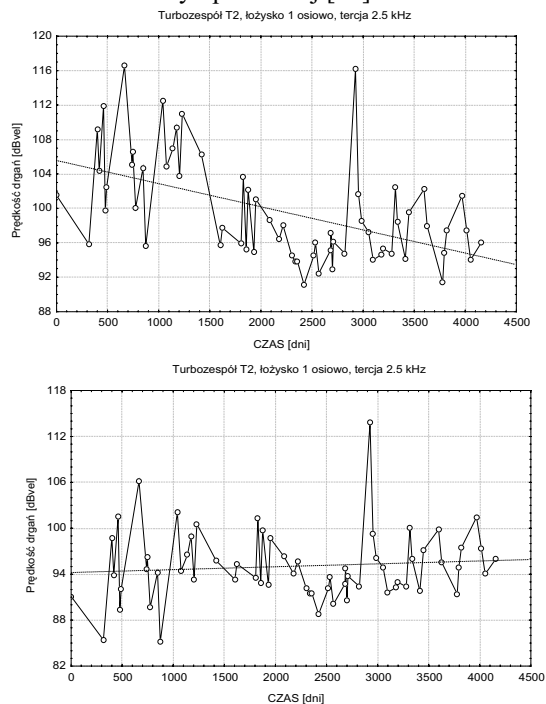
Jak widać, trend rosnący (przedstawiony jako linia przerywana) w istocie występuje, ale jest bardzo słaby, mimo dość długiego czasu obserwacji (około 4200 dni) i czasu pracy (ponad 226,000 godzin w momencie zakończenia badań). Przypadek taki należy uznać za typowy dla tego zakresu częstotliwości.

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

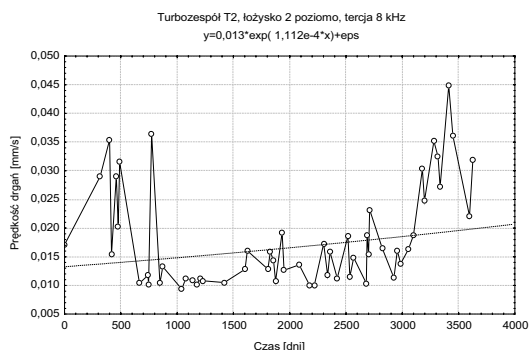
Zastosowanie empirycznie określonych procedur normalizacyjnych w wielu przypadkach ujawnia istnienie trendu rosnącego. Przykład podano na rys.4. Jak widać, normalizacja ujawnia istnienie słabego trendu rosnącego (przykład dotyczy tej samej turbiny, co rys.3), podczas gdy dane 'surowe' wykazywały dość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

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

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



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



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

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

Tabela1. Porównanie poziomów prędkości drgań

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

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

LITERATURA

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



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

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

ZASTOSOWANIE TRANSFORMATY FALKOWEJ DO WYZNACZANIA PARAMETRÓW DIAGNOSTYCZNYCH ELEMENTÓW ZAWIESZEŃ SAMOCHODOWYCH

Janusz GARDULSKI, Jan WARCZEK

Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych
ul. Krasińskiego 8, 40-019, Katowice (0-32)6034360, 6034164
gardulski@polsl.katowice.pl, warczek@polsl.katowice.pl

Streszczenie

Zawieszenie współczesnego samochodu osobowego zawiera między innymi elementy o nieliniowych charakterystykach tłumienia i sztywności. Powiązane jest ono z nadwoziem złożonymi układami łączników. W czasie eksploatacji założone charakterystyki ulegają zmianom, które wpływają na dynamikę całego układu. W efekcie następuje obniżenie bezpieczeństwa jazdy. Wyznaczanie cech stanu elementów składowych zawieszenia metodami wibroakustycznymi wymusza korzystanie z zaawansowanego aparatu matematycznego. Zastosowanie transformaty falkowej umożliwia precyzyjną filtrację pasmowo-przepustową przy zachowaniu informacji czasowej a co za tym idzie obserwację zmian energii drgań w ściśle określonym obszarze czasowo-częstotliwościowym. W referacie przedstawiono wyniki analizy falkowej sygnałów drganiowych generowanych przez zawieszenia o zidentyfikowanym stanie technicznym. Efektem przeprowadzonych badań, było wyznaczenie pasma częstotliwościowego, w którym na podstawie analizy zmian energii drgań można wykryć uszkodzenia elementów tłumiących.

Słowa kluczowe: amortyzatory, transformata falkowa, diagnostyka wibroakustyczna

USE WAVELET TRANSFORM TO DEFINITION THE PARAMETERS OF DIAGNOSTIC PARTS OF CAR SUSPENSIONS

Summary

Suspension of present of passenger car contains among other things the parts about non-linear characteristics of damping and stiffness. Folded bonding bars' arrangements it be related from body. In time of exploitation the established characteristics undergo the changes which influence on dynamics of whole arrangement. The lowering the safety of track in effect follows. Marking the property of state of component units suspension the vibroacoustics methods extorts usage advanced mathematical apparatus. Use wavelet transform it makes possible precise the filtrations band-passing near behavior of temporary information and what it for this goes the observation of changes of energy vibrations in closely the definite area in respect of time - frequency. It wavelet analyses in report were introduced was signals generated by suspension about identified it will stand up technical. The effect of conducted investigations in which, delimitation frequency strand was, on the ground the analysis of changes of energy vibrations was it been possible to detect the damages of units of damping.

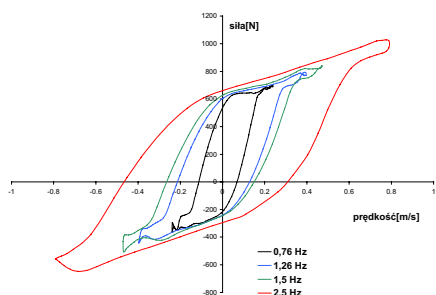
Keywords: shock-absorbers, wavelet transform, vibroacoustic diagnostics

1. WPROWADZENIE

Wyznaczenie parametrów diagnostycznych elementów składowych nieliniowego układu mechanicznego jest trudne ze względu na złożone relacje występujące pomiędzy nimi. Przykładem takiego obiektu technicznego jest zawieszenie współczesnego samochodu osobowego zawierające nieliniowe elementy tłumiące i sprężyste [1]. Decydujący wpływ na tłumienie drgań zawieszenia pasywnego mają amortyzatory – obecnie najczęściej teleskopowe, hydrauliczne. Siła tłumienia amortyzatora jest nieliniową funkcją prędkości ruchu tłoczka amortyzatora względem jego obudowy. Przykładową cha-

rakterystykę tłumienia amortyzatora teleskopowego przedstawia rys. 1.

W czasie eksploatacji założona nieliniowa charakterystyka tłumienia pogłębia się w wyniku czego następuje zmiana własności dynamicznych całego zawieszenia [2].



Rys. 1. Charakterystyka nowego amortyzatora samochodowego wyznaczona na stanowisku indykatorowym

2. CEL PRACY

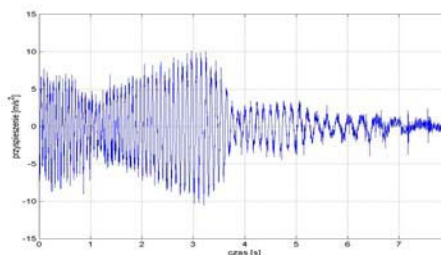
Celem pracy było określenie parametrów stanu technicznego amortyzatora samochodowego zabudowanego w zawieszeniu. Realizację tak postawionego zadania przeprowadzono wykonując szereg eksperymentów czynnych na obiekcie rzeczywistym o zidentyfikowanym stanie technicznym. Badano zawieszenie, w którym zabudowano amortyzatory z zaprogramowanymi uszkodzeniami. Do najczęstszych przyczyn zmian stanu technicznego amortyzatorów wynikających z jego eksploatacji należą:

- ubytek płynu amortyzatorowego,
- powiększenie się szczeliny w złożeniu tłoczek-uszczelnienie-cylinder,
- uszkodzenia zaworków.

Uszkodzenia zaworków powodują gwałtowną zmianę charakterystyki tłumienia natomiast pozostałe z w/w usterek wywołują stopniowe powiększanie się jej nieliniowości. Założono, że skutkiem normalnego zużycia eksploacyjnego jest ubytek płynu amortyzatorowego oraz powiększenie się szczeliny pomiędzy tłoczkiem i cylindrem amortyzatora. Te dwa rodzaje usterek zamodelowano w amortyzatorach stosując różne kombinacje napełnień płynem roboczym oraz ubytków uszczelnienia tłoczka.

3. OPIS BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Amortyzatory z zaprogramowanymi w/w niesprawnościami zabudowywane były w zawieszeniu samochodu osobowego. W badaniach wykorzystywano wymuszenie harmoniczne za pomocą wzbudnika drgań. W czasie badań rejestrowano pionowe przyspieszenia drgań przetwornikiem mocowanym w punkcie mocowania amortyzatora do nadwozia. Największy wpływ tłumienia na przyspieszenia drgań układu obserwowalny jest w jego częstotliwościach rezonansowych [3]. Procedura pomiarowa polegała na rejestracji sygnału drganiowego występującego po wyłączeniu wzbudnika przy przechodzeniu układu przez częstotliwości rezonansowe. Przykładowy wynik przedstawia rys. 2.



Rys. 2. Przyspieszenia drgań nadwozia

Zarejestrowane sygnały cechuje niestacjonarność, której przyczynami są nieliniowe charakterystyki elementów sprężystych i tłumiących zawieszenia oraz zmienna częstotliwość drgań wynikająca z założeń dotyczących prowadzonych badań.

4. METODA ANALIZY

W przypadku analizy sygnałów niestacjonarnych o zmiennych cechach czasowych konieczne jest zastosowanie metod, które zachowują ich parametry czasowe. Aproksymacja sygnałów za pośrednictwem przedstawienia ich energii na płaszczyźnie czasowo-częstotliwościowej w praktyce realizowana jest zwykle jako gęstość energii aproksymowana w punktach pewnego dyskretnego zbioru tej płaszczyzny [4]. Jedną z tego typu przekształceń jest krótko-czasowa transformata Fouriera, polegająca na tym, że sygnał, który ma być aproksymowany, zostaje najpierw pomnożony przez funkcję okna (wagi) $w(t)$. Rozmiary okienka są sztywno narzucone i dlatego rozdzielczość tej analizy jest pewnym kompromisem pomiędzy czytelnością informacji czasowych lub częstotliwościowych.

Tej wady pozbawiona jest transformata falkowa stosowana w analizie sygnałów niestacjonarnych [5, 6], którą można zapisać jako:

$$WT(a, b) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \psi_{ab}(t) dt \quad (1)$$

gdzie:

$f(t)$ - analizowany sygnał,

$\psi_{ab}(t)$ - baza falkowa.

Przekształcenie falkowe jest liniowym przekształceniem czasowo-częstotliwościowym sygnału. Transformata ta koreluje przetwarzany sygnał z elementami rodziny funkcji (falek) dobrze zlokalizowanych w czasie i częstotliwości. Falka definiowana jest następująco:

$$\psi_{ab}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (2)$$

gdzie:

$a \in R^+$ - skalowanie względem częstotliwości,

$b \in R$ - przesunięcie względem czasu.

Funkcja $\psi(t)$ jest filtrem środkowo-przepustowym. Duże wartości parametru a ($a \gg 1$) odpowiadają szerokim funkcjom bazy i w związku z tym mogą wyizolować długotrwałe cechy dynamiki sygnału, a w szczególności jego zachowanie się w stanie ustalonym. Małe wartości parametru a ($0 < a < 1$) prowadzą do wąskich funkcji bazy, które pomagają zidentyfikować krótkotrwałe zachowania się sygnału. Fala podstawowa $\psi(t) = \psi_{10}(t)$ charakteryzuje się skalą $a=1$ i przesunięciem $b=0$. Czynnikiem $\frac{1}{\sqrt{a}}$ zapewnia by

energia falki nie zmieniała się ze zmianą skali. Zmiany lokalizacji względem czasu i częstotliwości dokonuje się przez skalowanie. Fala $\psi(t)$ posiada kostkę Heisenberga ($a\sigma_t, \sigma_\omega / a$), to znaczy w wyniku skalowania następuje rozciągnięcie kostki w czasie i kompresja względem częstotliwości, przy czym jej powierzchnia pozostaje niezmienną. A zatem wybór konkretnej skali jest podyktowany potrzebą zwiększenia rozdzielczości względem czasu lub częstotliwości. Cechą przekształcenia falkowego jest posiadanie okienek o różnych nośnikach czasowych.

Rozwinięcia sygnałów oparte na bazach falkowych nie dają się dobrze dopasować do reprezentacji sygnałów o wąskich widmach częstotliwościowych położonych w zakresie wielkich częstotliwości. W takim przypadku współczynniki rozwinięcia falkowego nie odzwierciedlają charakteru sygnału w sposób widoczny i ostry, ponieważ informacja o sygnale zostaje rozcieńczona w całej bazie. Większość energii falki podstawowej $\psi_{10}(t)$ zawiera się w pewnym przedziale $[\omega_{\max}, \omega_{\min}]$. Jej transformata Fouriera $\Psi(\omega)$ poza tym przedziałem jest do pominięcia. Możemy więc mówić o szerokości jej pasma:

$$B_0 = \omega_{\max} - \omega_{\min} \quad (3)$$

Pasma B_0 falki podstawowej jest tożsame z szerokością kostki Heisenberga σ_ω w kierunku osi częstotliwości.

$$\sigma_\omega = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^\infty (\omega - \omega_0)^2 |\Psi(\omega)|^2 d\omega} \quad (4)$$

gdzie częstotliwość środkowa falki podstawowej:

$$\omega_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^\infty \omega |\Psi(\omega)|^2 d\omega \quad (5)$$

Stąd dla falki o skali a pasmo i częstotliwość środkowa wynoszą:

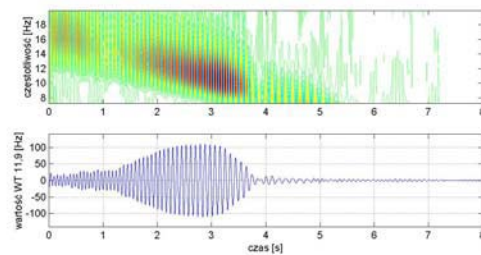
$$B_a = \frac{B_0}{a} = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{a}, \quad \omega_a = \frac{\omega_0}{a} \quad (6)$$

Transformata falkowa przy mniejszych skalach wyodrębnia składowe wysokoczęstotliwościowe analizowanego sygnału. Zwiększenie skali powoduje przesunięcie reprezentowanego przez falę filtru środkowoprzepustowego w kierunku mniejszych częstotliwości. Jednocześnie, dla rosnącej skali, mamy zmniejszenie pasma, czyli zwiększenie rozdzielczości w dziedzinie częstotliwości. Częstotliwość środkowa ω_0 i pasmo B_0 zależą od wybranej falki analizującej.

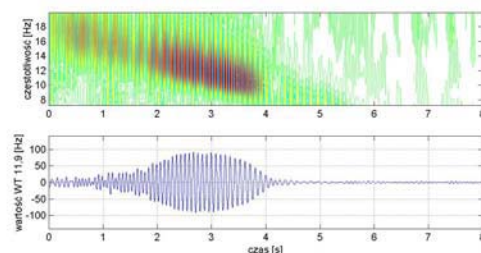
Pasma częstotliwości rezonansowych zawieszenia analizowano przy wykorzystaniu falki Morleta, której pasmo B_0 wynosi: 1,701 natomiast częstotliwość środkowa $\omega_0 = 2\pi f_0 = 5$. Częstotliwości rezonansowe nadwozia badano falą z rodziny symlet. Zastosowano falę sym8, pasmo $B_0 = \pi$ a częstotliwość $\omega_0 = \pi$.

5. WYNIKI ANALIZ

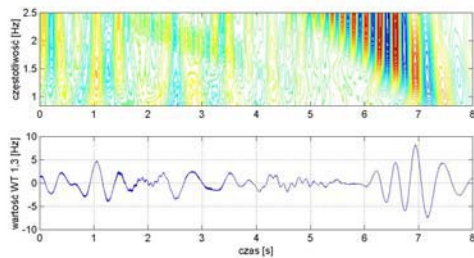
Przykładowe wyniki analiz w paśmie częstotliwości rezonansowych zawieszenia przedstawiono na rysunkach 3 i 4. Rysunki 5 i 6 przedstawiają wyniki uzyskane przy analizie częstotliwości rezonansowych nadwozia.



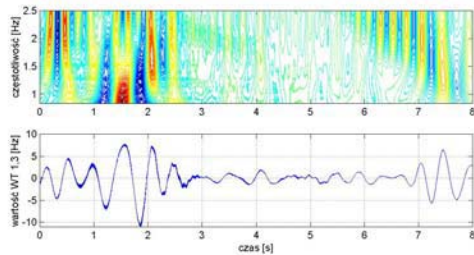
Rys. 3. Wynik analizy uzyskany dla nowego amortyzatora



Rys. 4. Wynik analizy przy uszkodzeniu uszczelnienia tłoczka



Rys. 5. Wynik analizy uzyskany dla nowego amortyzatora



Rys. 6. Wynik analizy uzyskany przy uszkodzonym uszczelnieniu tłoczka

Uszkodzenia amortyzatora powodują spadek wartości współczynników falkowych WT w okolicach częstotliwości rezonansowej zawieszenia w paśmie zawierającej w/w częstotliwość. Natomiast w paśmie częstotliwości rezonansowej nadwozia następuje obserwowalny wzrost WT w chwili przechodzenia układu przez częstotliwość rezonansu zawieszenia.

6. WNIOSKI KOŃCOWE

Filtracja wąskopasmowa niestacjonarnego sygnału pozwala na wyizolowanie informacji czasowo-częstotliwościowych związanych z wybranymi jego składowymi. W przypadku sygnałów drgań swobodnych zawieszonych samochodowych obserwacja zmian ilości energii w pasmach zawierających podstawowe częstotliwości rezonansowe mas resorowanych i nieresorowanych pozwala na rozpoznanie efektów powiązanych ze zmianami stanu technicznego amortyzatora. Po przypisaniu im odpowiednich parametrów stanu i wyznaczeniu granicznych wartości przy poszczególnych usterkach, będzie je można zastosować w diagnostyce eksploatacyjnej amortyzatorów samochodowych.

LITERATURA

- [1] Reipell J., Betzler J.: Podwozia samochodów – podstawy konstrukcji. WKiŁ Warszawa, 2001
- [2] Gardulski J., Warczek J.: Moc tłumienia jako parametr diagnostyczny amortyzatorów samochodowych. *DIAGNOSTYKA*, vol. 29, 2003r. Warszawa, str. 69-72

- [3] Kamiński E., Pokorski J.: Dynamika zawieszonych i układów napędowych pojazdów samochodowych. WKiŁ, Warszawa 1983
- [4] Gardulski J., Warczek J.: Wykorzystanie analizy czasowo-częstotliwościowej w diagnostyce zawieszonych pojazdów samochodowych. *Przegląd Mechaniczny* nr 7-8 2003, str. 46-48
- [5] Batko W., Ziółko M.: Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej. *Problemy inżynierii mechanicznej i robotyki*. Kraków, 2002.
- [6] Białasiewicz J. T.: Falki i aproksymacje. WNT, Warszawa 2000



Prof. n.z. dr hab. inż. Janusz Gardulski jest pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zainteresowania badawcze: diagnostyka wibroakustyczna, dynamika zawieszonych pojazdów samochodowych, modelowanie

nieliniowych obiektów mechanicznych, minimalizacja hałasu i drgań w obiektach technicznych. Jest autorem i współautorem 3 monografii, książek i skryptów, ok. 70 artykułów opublikowanych w czasopiśmie i materiałach konferencyjnych. Członek PTPE, PTDT, oraz różnych sekcji Komitetu Budowy Maszyn i Komitetu Transportu PAN.



Mgr inż. Jan Warczek jest doktorantem w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zainteresowania badawcze: diagnostyka eksperymentalna i symulacyjna elementów zawieszonych pojazdów

samochodowych z wykorzystaniem min. metod wibroakustycznych, dynamika zawieszonych samochodowych.

WYKORZYSTANIE POMIARÓW AKUSTYCZNYCH DO OCENY STANU MASZYN ELEKTRYCZNYCH

Mariusz GIBIEC Lucjan MIĘKINA

*Katedra Robotyki I Dynamiki Maszyn, Akademia Górniczo-Hutnicza,
Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, e-mail: mgi@uci.agh.edu.pl*

Streszczenie

W niniejszym artykule zaprezentowano przykład oceny stanu maszyn elektrycznych na podstawie analizy sygnałów akustycznych. Przedmiotem badań była ocena jakości nowych podzespołów schodzących z linii produkcyjnej. W tym przypadku pierwsze symptomy niepełnej zdatości ujawniają się w dziedzinie sygnałów akustycznych, a dopiero w trakcie dalszej eksploatacji rozwijają się do stadium wykrywanego przez pomiary drganiowe. Podstawą oceny było widmo fali akustycznej ujednoczone dla wszystkich egzemplarzy względem prędkości obrotowej. Wykorzystywanym narzędziem jest odpowiednio przygotowana sieć neuronowa typu Kohonena. Efekty jej działania porównano z wynikami metody minimalnoodległościowej opartej o uśrednione wzorce widmowe.

Słowa kluczowe: ocena stanu maszyn, sygnały akustyczne, sieci neuronowe

APPLICATION OF ACOUSTIC MEASUREMENTS FOR ELECTRICAL MACHINES CONDITION ASSESSMENT

Summary

In this article, an example of electric machines condition assessment is presented. The case study were new components quality control. In such case first symptoms of unserviceability disclose in acoustic domain and then in later exploitation they develop into form detectable in vibration measurements. The basis of assesment was acoustic wave spectrum normalized in relation to rotating speed. The assessing tool is adequatly prepered neural network of Kohonen's type. Its performance was compared to results of minimum distance method basing on averaged spectrum patterns.

Key words: machine state assesment, acoustic signals, neural networks

1. WSTĘP

Sygnały akustyczne w zastosowaniach diagnostycznych są rzadziej wykorzystywane niż drganiowe. Jest to spowodowane ich większą podatnością na zakłócenia zewnętrzne. Jednak już ich pojemność informacyjna (bez trudności mierzony zakres częstotliwości dochodzi do kilkudziesięciu kHz) jest porównywalna a nawet przewyższa sygnały drganiowe.

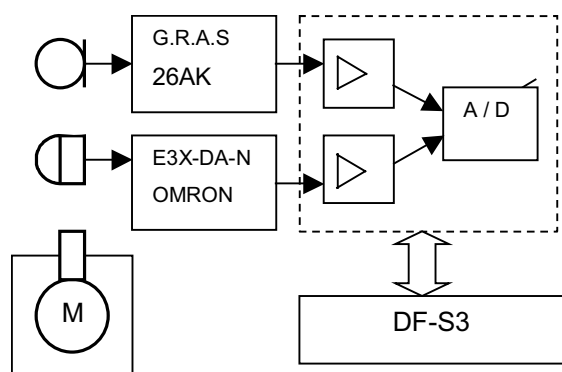
Zalety pomiarów drganiowych wynikają z łatwiejszej identyfikacji dróg przenoszenia się energii i eliminacji niepożądanych wpływów zewnętrznych. Jednak w niektórych zastosowaniach nie jest możliwe dotarcie z czujnikiem do miejsca powstawania drgań. Również w przypadku kontroli jakości masowo produkowanych podzespołów czas potrzebny na montaż i demontaż czujników wydaje się zbyt dużym wydatkiem. Ze względu na brak wyżej wymienionych niedogodności pomiar generowanej przez nie fali akustycznej może być obiecującym rozwiązaniem. Jest to zadanie

trudniejsze, jednak możliwe do zrealizowania dzięki rozwojowi metod przetwarzania i analizy sygnałów. Modelowanie pola akustycznego spotykanego w realnych warunkach (złożone kształty powierzchni ograniczających, nieznane współczynniki pochłaniania dźwięku i warunki propagacji) generuje problemy szczególnie, jeśli wymaga rozwiązywania modelu w czasie rzeczywistym. Dlatego zaproponowane zostało wykorzystanie metod z obszaru sztucznej inteligencji: sztucznych sieci neuronowych i logiki rozmytej. Nie wymagają one najczęściej znajomości struktury modelu, co pozwala pominąć etap modelowania. Ich istotną cechą jest zdolność do aproksymacji dowolnych funkcji nieliniowych. W niniejszym artykule zaprezentowano przykład zastosowania proponowanych metod do oceny stanu maszyn elektrycznych na podstawie analizy sygnałów akustycznych. Przedmiotem badań była ocena jakości nowych podzespołów schodzących z linii produkcyjnej. W tym przypadku pierwsze symptomy niepełnej zdatości ujawniają się w

dziedzinie sygnałów akustycznych, a dopiero w trakcie dalszej eksploatacji rozwijają się do stadium wykrywanego przez pomiary drganiowe. Dlatego skoncentrowano się na sygnale akustycznym jako nośniku informacji o stanie maszyny. Badane maszyny charakteryzowały się szerokim widmem generowanego sygnału akustycznego, ze względu na konstrukcję (komutator) i funkcję użytkową (przepływ zasysanego powietrza), co dodatkowo utrudnia proces klasyfikacji.

2. OPIS EKSPERYMENTU

W trakcie eksperymentu wykonano cyfrowe pomiary i rejestrację przebiegów ciśnienia akustycznego towarzyszącego pracy komutatorowych silników elektrycznych prądu zmiennego małej mocy. Ze względu na funkcję użytkową są one wyposażone w zintegrowany wentylator typu promieniowego. Stanowi on dodatkowo źródło hałasu typu aerodynamicznego, charakteryzujące się ciągłym widmem. Silniki pochodziły z jednej serii produkcyjnej i były zaklasyfikowane jako wadliwe, z określonym typem podstawowego defektu (drgania od wirnika, luz wirnika, uszkodzenie łożyska, zwiększona głośność). Pomiary zostały wykonane w komorze bezchowej Katedry Mechaniki i Wibroakustyki AGH, co pozwoliło wyeliminować wpływ zakłóceń zewnętrznych, odbić i rezonansów pomieszczenia badawczego. Oprócz przebiegów hałasu, równoległe rejestrowano przebieg prostokątny o częstotliwości obrotowej badanego silnika. Przebieg prędkości obrotowej może być wykorzystany do skalowania widm sygnału akustycznego i do widmowej analizy synchronicznej. Przeprowadzono dwie serie badań, odpowiednio dla biegu luzem i pod obciążeniem (dławienie przepływu po stronie ssania). W każdej serii rejestrowano po 30 sek. przebiegu przy trzech ustalonych prędkościach obrotowych, ponieważ w trakcie wstępnych, słuchowych testów stwierdzono dla niektórych z badanych silników wyraźną zależność widma od prędkości obrotowej. Badania wykonano w układzie pomiarowym pokazanym na rys. 1.



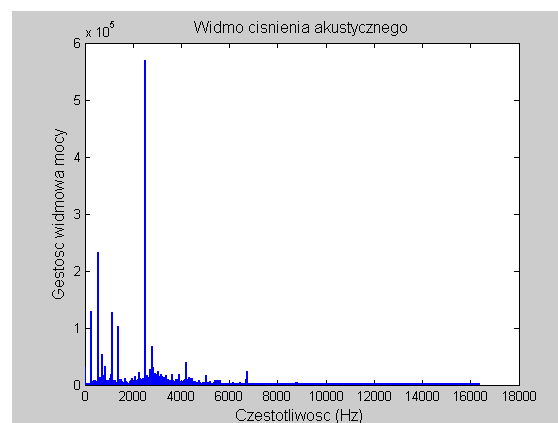
Rys. 1 Schemat układu pomiarowego

Badane silniki były umocowane w specjalnie ukształtowanym łożysku, wykonanym z materiału tłumiącego drgania. Łożysko to pełniło również funkcję układu dolotowego dla zasysanego powietrza. Mikrofon pomiarowy G.R.A.S. wraz z przedwzmacniaczem 26 AK umieszczono na statywie w odległości 0.5 [m] nad badanym silnikiem od strony komutatora. Do pomiaru prędkości obrotowej wykorzystano cyfrowy fotowłącznik światłowodowy E3X-DA-N firmy OMRON, który współpracował z elementem odbijającym strumień światła, przymocowanym na osi badanego silnika. Do rejestracji wykorzystano dwukanałowy analizator DF-1 firmy TEAC, współpracujący z programem DF-S3 firmy TEAC, uruchomionym na komputerze PC, który spełniał funkcję nadrzędnego układu sterującego i zapisującego strumień danych.

W trakcie eksperymentu rejestrowano również uśrednione widma mocy sygnału, dla wstępnej oceny badanego procesu. Widma te charakteryzują się dużą złożonością: na tle widma ciągłego o relatywnie wysokim poziomie, można wyróżnić pewną liczbę składowych harmonicznnych, które mają indywidualny rozkład dla poszczególnych rodzajów uszkodzeń.

3. ANALIZA OTRZYMANYCH DANYCH

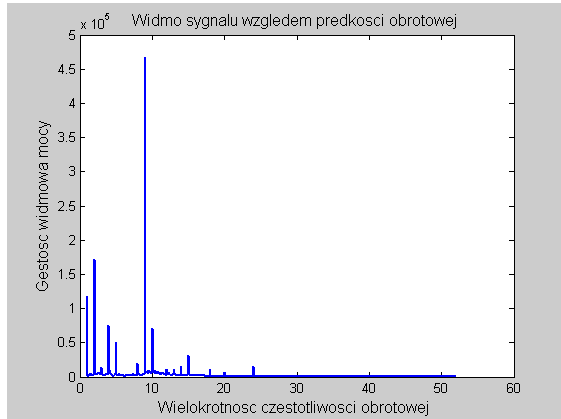
Przebiegi czasowe ciśnienia akustycznego dla wszystkich badanych maszyn są podobne. Również charakteryzujące je estymaty mają zbliżone wartości. Dlatego podjęto decyzję o dalszej analizie danych w dziedzinie częstotliwości. Do analizy widmowej zastosowano okno o rozmiarze równym ilości próbek rejestrowanych w ciągu 1 sekundy. Przykładowe widmo zaprezentowano na rysunku 2.



Rys. 2 Widmo fali akustycznej

W trakcie analizy stwierdzono, że poszczególne maszyny mają różne prędkości robocze. Aby zapewnić obiektywne warunki analizy dokonano normalizacji widma wykorzystując pomiar prędkości obrotowej. Możliwe jest także określenie podstawowej harmonicznnej z wykresu widma. Zapewniono by znormalizowane widmo zawierało

składowe dla wielokrotności podstawowej harmonicznej z dokładnością do jej 1/100. Przykładowe widmo pokazano na rysunku 3.



Rys. 3 Zależność widma od prędkości obrotowej

Otrzymane widma mają bardzo duży rozmiar – 16385 elementów, co utrudnia budowanie relacji symptom stan w oparciu o klasyczne metody klasyfikacji. Nawet w przypadku określenia widmowych wzorców dla poszczególnych uszkodzeń maszyn aktualnie analizowane widmo może zostać źle sklasyfikowane. Jest to spowodowane tym, że jeśli widmo różni się od innych wzorców tylko w kilku punktach, to przy tak dużym rozmiarze testowanego wektora różnica może nie być znacząca. Dlatego zaproponowano inną niż odległościowe, metodę znajdowania podobieństwa między badanymi widmami.

Ponieważ znany jest stan maszyny, dla której zmierzono przebieg ciśnienia akustycznego, można zastosować sieci neuronowe uczone z nauczycielem. Sieci te posiadają zdolność do aproksymacji odwzorowań definiowanych za pomocą przykładów. W tym przypadku dostępny jest zbiór przykładowych par widmo – stan maszyny. Jednak wykorzystywane w procesie uczenia takiej sieci metody gradientowe wymagają dużych zasobów pamięci, zależnych od wielkości wektora wejściowego i ilości przykładów. W tym przypadku rozmiar ten przekracza możliwości komputera. Koniecznym jest, zatem zmniejszenie rozmiaru wektora wejściowego.

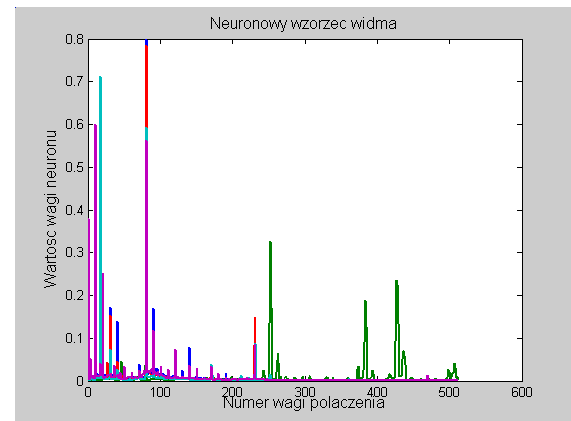
Innym rozwiązaniem może być wykorzystanie sieci neuronowych uczonych bez nauczyciela, których cechą jest łatwość przetwarzania dużej ilości danych wejściowych. Warunkiem ich stosowania jest normalizacja wektora wejściowego oraz określenie, z pewnym nadmiarem, spodziewanej ilości grup, które można wyróżnić w danych. Efektem działania takiej sieci jest wartość 1 na wyjściu jednego z neuronów oraz 0 na pozostałych. Na podstawie odpowiedzi sieci dla opisanych wcześniej przykładów identyfikuje się, dla których neuronów wartość wyjścia 1 oznacza dany stan maszyny. Pamięając o powyższych założeniach,

procesowi uczenia poddano sieć o 7 neuronach (przy 5 rodzajach uszkodzeń). Pomimo wielokrotnego przebiegu procesu uczenia otrzymano sieć rozpoznającą tylko dwa stany maszyny. Są to bieg luzem i pod obciążeniem. Świadczy to o tym, że w widmie występuje znacznie więcej elementów charakterystycznych dla warunków pracy niż dla poszczególnych uszkodzeń. Do dalszych badań wykorzystane zostały tylko pomiary wykonane dla biegu luzem.

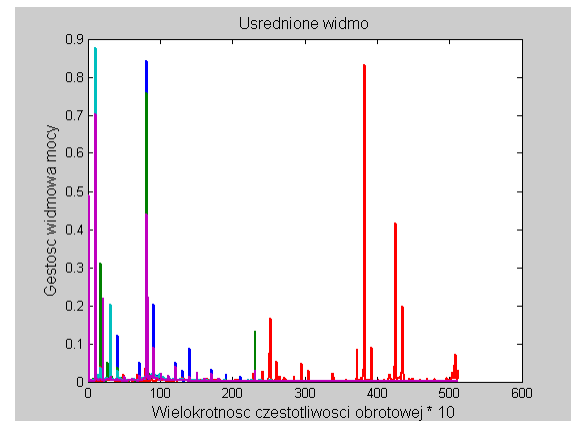
Przygotowano ciąg uczący zawierający 60 elementów dla maksymalnej prędkości pracy maszyny i 15 elementów testowych. Po przeprowadzeniu procesu uczenia otrzymano prawidłowo działającą sieć neuronową o 10 neuronach. Ilość neuronów stopniowo ograniczano ponawiając proces uczenia. Ostatecznie otrzymano sieć neuronową o rozmiarze 5, która generuje prawidłowe odpowiedzi zarówno dla ciągu uczącego, jak i testowego.

4. WYNIKI

W trakcie procesu uczenia wagi poszczególnych neuronów tworzą wzorec wektora wejściowego charakterystycznego dla danego stanu maszyny. Na rysunku 4 zaprezentowano wzorce zidentyfikowane przez sieć neuronową. Dla porównania na kolejnym rysunku pokazano uśrednione widma dla różnych stanów maszyny.



Rys. 4 Neuronowy wzorec widma



Rys. 5 Uśrednione widmo sygnału akustycznego. Porównanie powyższych rysunków pokazuje, że w analizowanym przypadku zadanie klasyfikacji nie jest trywialne – otrzymane wzorce różnią się. Oba typy wzorców wykorzystano do oceny stanu maszyny na podstawie widm testowych. Wynikiem działania sieci był numer aktywnego neuronu, zaś w przypadku uśrednionych wzorców numer wzorca, od którego odległość testowanego widma jest najmniejsza. Rezultaty zawarto w tabeli nr 1. Odpowiedzi sieci neuronowej są prawidłowe, wykorzystanie uśrednionych wzorców nie zawsze generuje poprawną ocenę stanu maszyny.

Tabela 1

	Ocena stanu maszyny
Prawidłowa	1 4 5 3 2 1 4 5 3 2 1 4 5 3 2 1 4 5 3 2
Sieć neuronowa	1 4 5 3 2 1 4 5 3 2 1 4 5 3 2 1 4 5 3 2
Uśredn. widmo	1 4 3 4 2 1 4 5 4 2 1 4 5 4 2 1 4 5 4 2

Ponieważ normalizacja widma względem prędkości obrotowej powinna pozwolić na poprawną ocenę stanu również dla maszyn pracujących z inną prędkością od maksymalnej, przetestowano opisane wcześniej rozwiązania dla prędkości równej 75% maksymalnej. Wyniki zestawiono w tabeli 2. Pogrubiono błędne oceny stanu maszyny

Tabela 2

	Ocena stanu maszyny
Prawidłowa	1 4 5 3 2 1 4 5 3 2 1 4 5 3 2 1 4 5 3 2
Sieć neuronowa	1 4 2 3 2 1 4 5 3 5 1 4 2 3 1 1 4 5 3 5
Uśredn. widmo	1 4 5 1 1 1 4 2 4 1 1 3 2 4 1 1 4 5 1 1

Wykorzystanie uśrednionego widma prowadzi do błędnych ocen stanu. Sieć neuronowa prawidłowo ocenia stan maszyny dla przypadków 1, 2 i 4. Świadczy to o osiągniętej przez sieć, w procesie uczenia, zdolności do generalizacji. Można też stwierdzić, że przypadki te są łatwiej rozróżnialne. Przypadki 3 i 5 są oceniane błędnie. Umieszczenie w ciągu uczącym przykładów pracy maszyny przy różnych prędkościach powinno poprawić działanie sieci.

Kolejnym testem była próba oceny stanu maszyny w trakcie pracy pod obciążeniem. Jednak ze względu na inny charakter widma dla tego trybu pracy nie otrzymano prawidłowych wyników dla obu metod.

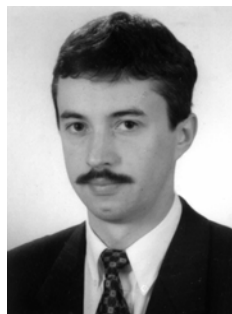
5. PODSUMOWANIE

W niniejszej pracy wykorzystano mierzone sygnały akustyczne do oceny stanu maszyn elektrycznych. Analizy sygnałów dokonywano w dziedzinie częstotliwości. Różne parametry pracy badanych maszyn wymagają ujednoczenia widma względem prędkości obrotowej. Duży rozmiar wektora amplitud widma utrudnia wykorzystanie metod odległościowych, jak i sieci neuronowych uczonych z nauczycielem do oceny stanu. Zastosowane sieci

neuronowe Kohonena dokonują poprawnej oceny jakości nowych podzespołów schodzących z linii produkcyjnej. Oceny tej dokonano na podstawie widma generowanej przez podzespół fali akustycznej dla pracy bez obciążenia i znamionowej prędkości obrotowej. Otrzymana sieć neuronowa wykazuje poprawne działanie dla trzech z pięciu przypadków, również przy prędkościach innych od znamionowej. Dla pracy pod obciążeniem oceny dokonywane przez sieć są błędne. Może to być spowodowane odmienną strukturą widma analizowanego sygnału od widma otrzymywanego w trybie bez obciążenia.

LITERATURA

- [1] W. Batko, M. Gibiec, Neural Networks for Automatic Machine Condition Assessment, Proc. of the IASTED International Conference MODELLING, IDENTIFICATION AND CONTROL, Innsbruck 2000, pp. 578-584.
- [2] Z. Żyszkowski, Miernictwo akustyczne, WNT, W-wa, 1987.
- [3] TEAC DF-S3 user's manual. Teac Corp., Tokyo, 2003
- [4] Gibiec M., Doskowski G., Uhl T., Kohonen Neural Networks Utilisation to Aid Diagnostic Process, AI-METH 2002, Gliwice
- [5] Kohonen T.: The self-organizing map. Springer, Berlin Heidelberg, 1995.



Dr inż. Mariusz GIBIEC jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn AGH. Jego zainteresowania dotyczą zastosowań metod eksploracji danych oraz sztucznej inteligencji (sieci neuronowych i zbiorów rozmytych) w Diagnostyce Technicznej. Jest autorem prac

nad wykorzystaniem powyższych technik w systemach monitorujących do realizacji zadań filtracji, predykcji, klasyfikacji stanu maszyn oraz oceny obciążeń zmęczeniowych konstrukcji mechanicznych.



Dr inż. Lucjan Miękina jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn AGH. Jego zainteresowania dotyczą cyfrowych pomiarów i analizy sygnałów, identyfikacji układów dynamicznych, obiektowozorientowanej inżynierii oprogramowania dla systemów

akwizycji i analizy sygnałów w diagnostyce przemysłowej i w innych zastosowaniach. Jest autorem prac nad wykorzystaniem powyższych technik w systemach monitorujących pracujących w czasie rzeczywistym.

DIAGNOZA HAŁASU ŚRODOWISKA GMINY MUROWANA GOŚLINA

Zdzisław GOLEC, Maria GOLEC, Wojciech ŁAPKA

Instytut Mechaniki Stosowanej, Zakład Wibroakustyki i Bio-Dynamiki Systemów
ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań
tel. +48 (061) 665 2302 fax +48 (061) 665 2307
E-mail: Zdzislaw.Golec@put.poznan.pl

Streszczenie

Praca zawiera ocenę klimatu akustycznego regionu Murowana Goślina. Ocenie podlegał hałas przy drodze wojewódzkiej nr196 i przy ulicy Tadeusza Kutrzeby oraz hałas przemysłowy na granicy Wielkopolskich Zakładów Farmaceutycznych BLOWIN i zakładu hodowli drobiu w Przebędowie. Wyniki badań hałasu odniesiono do obowiązujących dopuszczalnych i progowych wartości poziomów hałasu w środowisku dla pory dziennej i nocnej. Pokazano, że najbardziej uciążliwym źródłem hałasu w analizowanym obszarze jest hałas przy drodze wojewódzkiej nr 196, która przebiega przez centrum miasta. Wyniki przeprowadzonej analizy hałasu wskazują na potrzebę podjęcia działań w zakresie ochrony środowiska Murowana Goślina przed hałasem drogowym.

Słowa kluczowe: środowisko, hałas drogowy, hałas przemysłowy, przepisy prawne

DIAGNOSIS OF THE NOISE LEVEL IN THE ENVIRONMENT OF MUROWANA GOŚLINA COMMUNE

Summary

The work includes assessment of an acoustic climate in the Murowana Goślina region. The road noise level was assessed at the Provincial Road No 196 and in Tadeusz Kutrzeba Street, while industrial noise was estimated at the border between BLOWIN Pharmaceutical Plant of Wielkopolska and the Poultry Farming Plant in Przebędowo. Results of the noise survey were compared with binding admissible and threshold values of the noise levels in the environment at day and night time. It was shown that the most burdensome noise in the area subject to the study is generated in the Provincial Road No 196 crossing the centre of the town. The results of the noise analysis indicate the need for protecting the Murowana Goślina environment from the road noise.

Keywords: environment, road noise, industrial noise, law regulations

1. WPROWADZENIE

W środowisku zurbanizowanym wyróżnia się hałasy komunikacyjne (drogowe, kolejowe i lotnicze), hałasy przemysłowe i komunalne oraz inne hałasy np. prac budowlanych i remontowych, imprez kulturalnych i sportowych itp.. Raport Komisji Wspólnot Europejskich „Przyszła Polityka Hałasowa” (tzw. „Zielony dokument”): Future Noise Policy – European Commission Green Paper, COM(96)540 z roku 1996, który zawiera kierunki przyszłych działań na rzecz ochrony środowiska przed hałasem, stwierdza, że klimat akustyczny w środowiskach miejskich państw Unii Europejskiej istotnie zależy od hałasów komunikacyjnych a w mniejszym stopniu od pozostałych źródeł hałasu. Celem kolejnej dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady z lipca 2000 roku – Dyrektywy COM(2000)468 było określenie wspólnych zasad postępowania państw Unii Europejskiej dla ochrony zdrowia ludzi przed hałasem w środowisku [1].

W Polsce zagadnienia ochrony środowiska przed hałasem reguluje (zbieżna z Dyrektywą COM(2000)468) Ustawa z 27 kwietnia 2001 roku „Prawo ochrony środowiska” (Dział V Ochrona przed hałasem Dz. U. Nr 62, poz. 627), która obowiązuje od 1 października 2001 roku [2]. Z artykułu 113 Ustawy wynika, że w drodze rozporządzenia powinny zostać określone dopuszczalne wartości poziomów hałasu w środowisku. Obecnie, dopuszczalne poziomy dźwięku określa Rozporządzenie Ministra Ochrony Środowiska, Zasobów Naturalnych i Leśnictwa z dnia 13 maja 1998 roku w sprawie dopuszczalnych poziomów hałasu w środowisku (Dz. U. Nr 66, poz. 436) [3]. W Rozporządzeniu Ministra z dnia 9 stycznia 2002 roku w sprawie wartości progowych poziomów hałasu (Dz. U. Nr 8, poz. 81) określono wartości progowe poziomów hałasu [4]. Tereny, na których występują przekroczenia wartości dopuszczalnych i progowych poziomów hałasu kwalifikuje się jako tereny zagrożone hałasem.

Działania w zakresie ochrony środowiska przed hałasem w pierwszej kolejności powinny skoncentrować się właśnie na tych terenach. Aby zapobiegać dalszemu wzrostowi poziomu hałasu oraz minimalizować istniejący do poziomu dopuszczalnego konieczna jest znajomość aktualnego stanu akustycznego środowiska.

Rozporządzenie Ministra Środowiska z dnia 23 stycznia w sprawie wymagań w zakresie prowadzenia pomiarów poziomów w środowisku substancji lub energii przez zarządzającego drogą, linią kolejową, linią tramwajową, lotniskiem, portem (Dz. U. Nr 35, poz. 308), obowiązujące od 1 stycznia 2004 roku, określa metodyki wykonywania pomiarów i przypadki, dla których w środowisku prowadzi się okresowe pomiary poziomów hałasu [5].

Zgodnie z tym Rozporządzeniem w kilku charakterystycznych punktach miasta i gminy Murowana Goślina przeprowadzono pomiary równoważnego dźwięku A, na podstawie których dokonano oceny hałasu w środowisku.

2. CHARAKTERYSTYKA GMINY MUROWANA GOŚLINA

Gmina i miasto Murowana Goślina o powierzchni 17208 ha są położone na Nizinie Wielkopolskiej w rejonie Wysoczyzny Gnieźnieńskiej. Gminę obejmującą 38 wsi i osad tworzących 20 sołectw zamieszkuje 14881 osób (2000 rok), z tego 9560 osób w mieście. Z ogólnej powierzchni gminy 45% stanowią użytki rolne i 45% tereny leśne. Administracyjnie gmina przynależy do powiatu poznańskiego, województwa wielkopolskiego.

Miasto Murowana Goślina o powierzchni 718 ha leży 20 km na północ od Poznania. Przez centrum miasta przebiega droga wojewódzka nr 196 charakteryzująca się dużym stopniem nasilenia ruchu samochodów osobowych i ciężarowych. Na odcinku od Placu Powstańców Wielkopolskich do wylotu z miasta (wzdłuż ul Rogozińskiej) zwartą zabudowę mieszkalną od krawędzi tej drogi oddziela tylko chodnik o szerokości 1.5 m.

Ze względu na niski stopień uprzemysłowienia, najpowszechniejszym źródłem hałasu w gminie jest hałas drogowy o zróżnicowanym stopniu nasilenia występujący na całym terenie miasta. Inne rodzaje hałasów np. hałasy usługowe, osiedlowe jak również hałasy przemysłowe, jeśli występują, to mają charakter lokalny.

3. WARUNKI POMIARÓW HAŁASU

Pomiary hałasu drogowego przeprowadzono w dwóch punktach miasta. Punkt nr 1 usytuowany był w centrum miasta na Placu Powstańców Wielkopolskich przy drodze wojewódzkiej nr 196, a punkt nr 2 na ulicy Generała Kutrzeby przy szkole podstawowej na Osiedlu Zielone Wzgórze. W obydwu przy-

padkach hałas mierzono w odległości 1 m od krawędzi jezdni.

Kolejny punkt pomiarowy – nr 3 znajdował się w pobliżu Wielkopolskich Zakładów Farmaceutycznych BLOWIN. Zakłady te położone są na terenach rolniczych, granicząc z jednej strony z zakładem produkcji materacy. Odległość zakładów od najbliższej zabudowy jednorodzinnej wynosi około 50 m. Głównym źródłem hałasu w tym rejonie jest ruch samochodowy związany z transportem

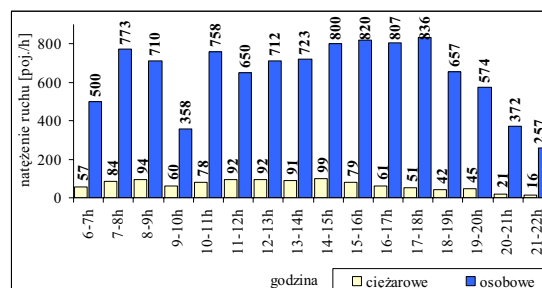
Ostatni punkt pomiarowy – nr 4 położony był w Przebudowie na granicy gospodarstwa rolnego hodowli drobiu. Ferma drobiu położona jest przy nieutwardzonej drodze na terenach zabudowy jednorodzinnej. Z jednej strony, w odległości około 5 m od bocznej ściany zabudowań hodowlanych, znajduje się zamieszkały dom jednorodzinny. Z drugiej strony, w podobnej odległości, dom jeszcze nie zamieszkały. Inne domy położone są po przeciwnej stronie drogi o szerokości około 17 m. Głównym źródłem hałasu na fermie są dwa wentylatory dachowe, które w większości pracują w sposób ciągły przez całą dobę. Lokalizacja punktów pomiarowych hałasu została pokazana na rysunku 1.

We wszystkich przypadkach hałas mierzono na wysokości (1.2 – 1.5) m nad powierzchnią gruntu. Pomiary wykonywano w dni powszednie przy pogodzie bezwietrznej. W porze dziennej ($6^{00} - 22^{00}$) w temperaturze (10 – 28)⁰C, w porze nocnej ($22^{00} - 6^{00}$) w temperaturze (6 – 16)⁰C.

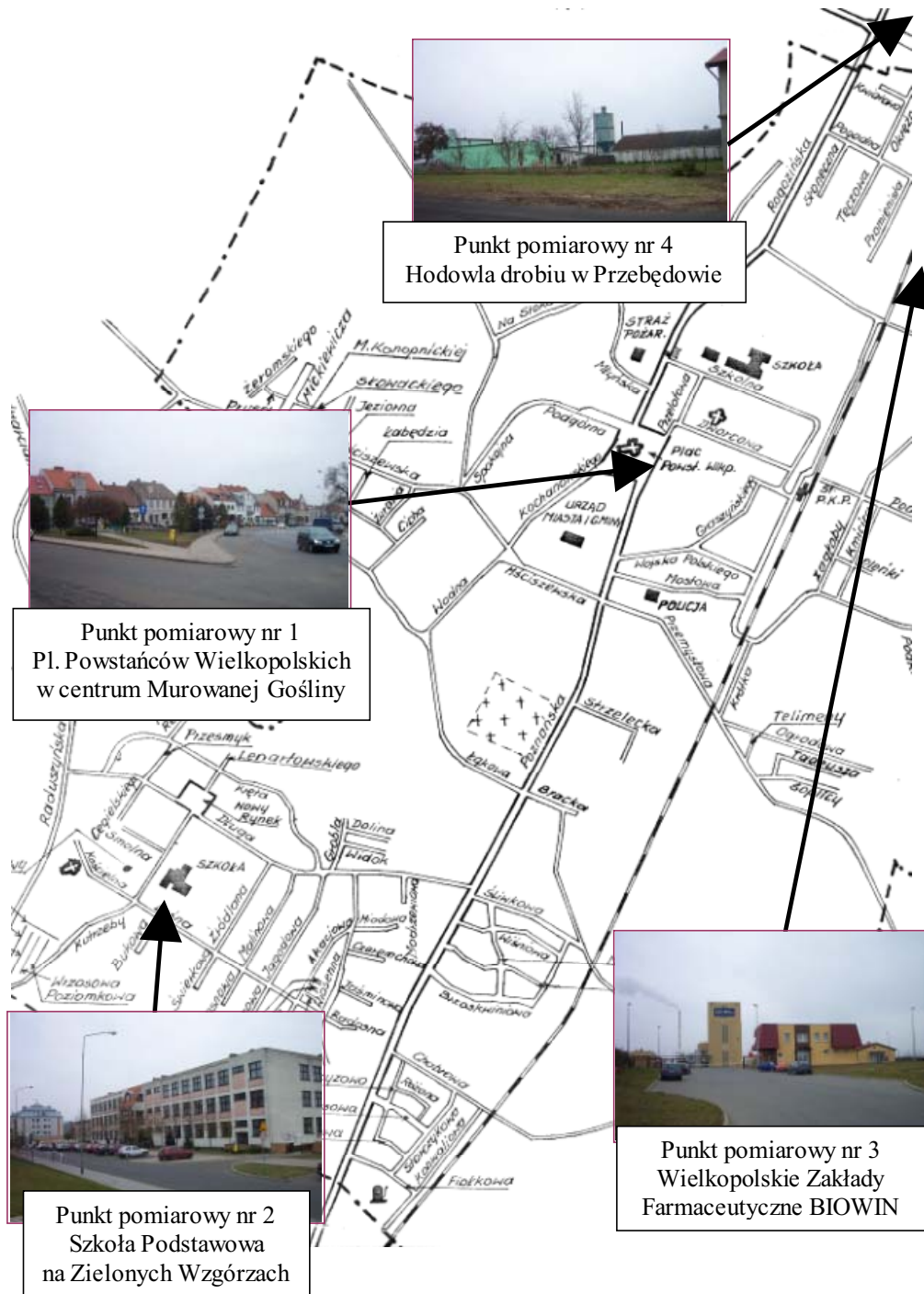
Pomiary hałasu przeprowadzono legalizowanym miernikiem poziomu dźwięku SVAN 912 AE z przedwzmacniaczem typu SV 01 i mikrofonem 1/2" typu SV 01 z nałożoną osłoną przeciwwietrzną zgodnie z [5].

4. WYNIKI BADAŃ

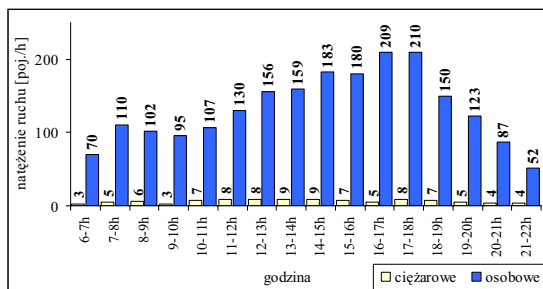
W czasie pomiarów hałasu drogowego zliczono pojazdy poruszające się po obu pasach ruchu selekcjonując pojazdy lekkie (samochody osobowe i dostawcze) i ciężkie (samochody ciężarowe, autobusy, ciągniki i inne hałaśliwe pojazdy specjalne) [5]. Z histogramów dobowego natężenia ruchu (rysunki 2, 3 i 4) widać, że na drodze wojewódzkiej nr 196 intensywność ruchu jest znacznie większa niż na ulicy Tadeusza Kutrzeby.



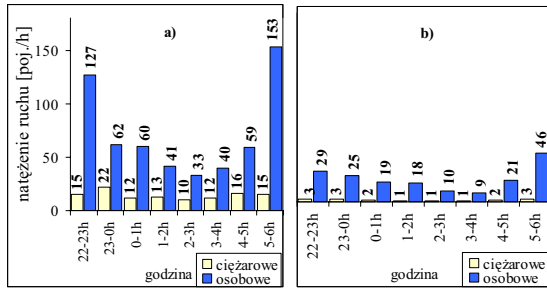
Rys. 2. Histogram dziennego natężenia ruchu, droga wojewódzka nr 196



Rys. 1. Lokalizacja punktów pomiarowych hałasu w gminie Murowana Goślina [6]



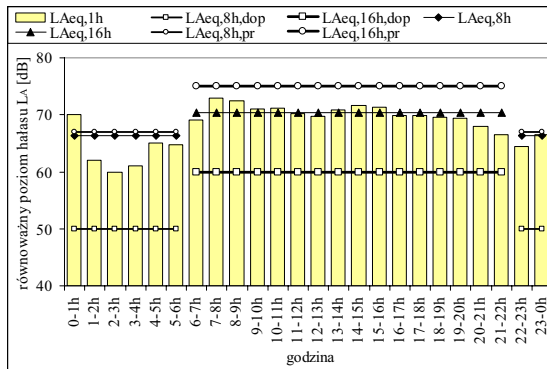
Rys. 3. Histogram dziennego natężenia ruchu, ulica Tadeusza Kutrzeby



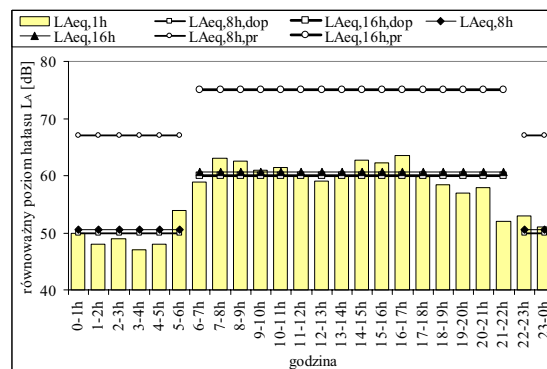
Rys. 4. Histogram nocnego natężenia ruchu:
a) droga wojewódzka nr 196,
b) ulica Tadeusza Kutrzeby

Na rysunkach 5 i 6 na dobowych rozkładach wyników pomiarów hałasu drogowego zaznaczono:

- poziomy równoważny dźwięku A wg [7],
- długotrwałe średnie poziomy dźwięku wg [7],
- wartość dopuszczalnego poziomu hałasu dla pory dnia i nocy [3],
- wartość progową hałasu dla pory dnia i nocy [4].



Rys. 5. Wyniki pomiarów hałasu – droga wojewódzka nr 196; punkt pomiarowy nr 1



Rys. 6. Wyniki pomiarów hałasu – ul. Tadeusza Kutrzeby; punkt pomiarowy nr 2

Poziom równoważny dźwięku A przy Wielkopolskich Zakładach Farmaceutycznych BOWIN (punkt pomiarowy nr 3) wynosi odpowiednio:

- pora dzienna: 46,5 dB, tło akustyczne: 43 dB,
- pora nocna: 44,5 dB, tło akustyczne: 38 dB.

W Przebądowie, na granicy fermi drobiu (punkt pomiarowy nr 4) poziom równoważny dźwięku A wynosi:

- pora dzienna: 47 dB, tło akustyczne: 46 dB,
- pora nocna: 40 dB, tło akustyczne: 38,5 dB.

5. PODSUMOWANIE

Badania hałasu wykazały, że na kształtowanie klimatu akustycznego gminy Murowana Goślina największy wpływ mają hałasy drogowe. Przy drodze wojewódzkiej nr 196 znacznie jest przekroczona wartość dopuszczalnego poziomu hałasu dla pory dziennej jak i nocnej. Poziom hałasu jest tu nieznacznie niższy od wartości progowej.

Przy Zakładach BOWIN hałas w porze nocnej nieznacznie przekroczył wartość dopuszczalnego poziomu hałasu (40 dB [3]).

LITERATURA

- [1] Berezowska – Apolinska K., W drodze do Unii Europejskiej – prawna ochrona środowiska przed hałasem komunikacyjnym w Polsce. Przegląd Komunalny 7/2002, str.36÷37.
- [2] Ustawa „Prawo ochrony środowiska” z dnia 27 kwietnia 2001, Dz. U. Nr 62, poz. 627 z dnia 20 czerwca 2001 r.
- [3] Rozporządzenie Ministra Ochrony Środowiska, Zasobów Naturalnych i Leśnictwa z dnia 13 maja 1998, w sprawie dopuszczalnych poziomów hałasu w środowisku, Dz. U. RP Nr 66, z dnia 1.06.1998.
- [4] Rozporządzenie Ministra Środowiska z dnia 9 stycznia 2002 r. w sprawie wartości progowych poziomów hałasu, Dz. U. Nr 8, poz. 81.
- [5] Rozporządzenie Ministra Środowiska z dnia 23 stycznia 2003 r. w sprawie wymagań w zakresie prowadzenia pomiarów poziomów w środowisku substancji lub energii przez zarządzającego drogą, linią kolejową, linią tramwajową, lotniskiem, portem, Dz. U. Nr 35, poz. 308.
- [6] www.bip.murowana-goslina.pl; 20.04.2004 r..
- [7] PN ISO 1996. Opis i pomiary hałasu środowiskowego (Arkusz 1, 2, 3).



dr Zdzisław GOLEC jest adiunktem w Instytucie Mechaniki Stosowanej PP. Zajmuje się dynamiką maszyn, a szczególnie minimalizacją drgań mechanicznych. Specjalizuje się w zagadnieniach eliminacji drgań. Członek PTMTS, członek PTDT oraz TBNiDT SIMP



Dr Maria GOLEC jest adiunktem w Instytucie Mechaniki Stosowanej PP. Specjalizacja: akustyka środowiska, wibroakustyka

maszyn. Ostatnio zajmuje się nowymi kierunkami badań materiałowych.

Członek PTMETS, PTDT oraz TBNiDT SIMP.



Wojciech ŁAPKA jest studentem V roku Wydziału Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej, specjalność: Diagnostyka i Eksploatacja Maszyn

DIAGNOSTYKA POWSTAWANIA USZKODZEŃ W ELEMENTACH SPRĘŻONYCH

Jan GRUDZIŃSKI*, Stanisław RADKOWSKI, Krzysztof SZCZUROWSKI

Instytut Podstaw Budowy Maszyn PW ul. Narbutta 84 02-524 Warszawa,
ras@simr.pw.edu.pl, kszczur@simr.pw.edu.pl*Instytut Maszyn Roboczych Ciężkich PW, ul. Narbutta 84 02-524 Warszawa
Jan.Grudzinski@simr.pw.edu.pl**Streszczenie:**

Celem pracy jest próba opracowania bezinwazyjnej metody wykrywania zmian rozkładu naprężeń w przekroju poprzecznym w strukturach sprężonych, będących przyczyną wczesnych faz uszkodzeń, na podstawie informacji zawartej w sygnale wibroakustycznym, generowanym podczas badań testowych. Wychodząc z założenia, że zmiany naprężeń będą prowadzić do zaburzeń przebiegu fali dźwiękowej w impulsowo pobudzonej strukturze sprężonej, w proponowanym algorytmie diagnozowania przeprowadzana jest analiza chwilowej obwiedni i częstotliwości w ustalonym paśmie częstotliwości, charakterystycznym dla badanego obiektu. Analizy te przeprowadzane są na odpowiedzi drganiowej badanego obiektu.

Słowa kluczowe: diagnostyka wibroakustyczna, materiały sprężone,

DIAGNOSIS OF EMERGENCE OF DEFECTS IN PRE-STRESSED ELEMENTS.**Summary:**

The purpose of the study is an attempt at developing a non-invasive method of detecting changes of the distribution of stress in the cross-section of pre-stressed structures, which leads to early stages of defect development, while relying on the information contained in a vibroacoustic signal generated during tests. While assuming that the changes of stress will lead to the disturbance of the sound wave run in a pulse-incited pre-stressed structure, the proposed diagnosis algorithm contains the analysis of momentary envelope and frequency for a defined bandwidth that is characteristic to a given object. The analyses are carried out with regard to the vibration response of the examined object.

Key words: vibroacoustic diagnosis, pre-stressed materials

1. WPROWADZENIE

W związku z olbrzymią ilością konstrukcji budowanych ze struktur sprężonych, do jakich zalicza się między innymi konstrukcje betonowe budowane na całym świecie, po drugiej wojnie światowej, powstał problem określenia ich stanu technicznego. Konstrukcje takie stanowią bardzo ważne elementy w węzłach komunikacyjnych jak również są zastosowane w obiektach o dużym znaczeniu gospodarczym między innymi jako elementy konstrukcji elektrowni atomowych w Europie i na świecie. W związku z upływającym czasem eksploatacji przewidzianym początkowo na okres około 50 lat, nadszedł moment podjęcia decyzji o sposobie dalszej eksploatacji bądź jej zaniechaniu. W chwili obecnej prowadzi się badania tych konstrukcji w celu określenia ich stanu technicznego, co umożliwi, podjęcie decyzji, w jakiej kolejności, i kiedy należy do-

konywać naprawy lub rozbiórkę poszczególnych elementów czy wręcz całych struktur.

Nowe nieniszczące metody oceny powstawania wad i uszkodzeń we wczesnych fazach ich rozwoju, co zostało podkreślone w raporcie końcowym akcji COST 345. Trwają intensywne badania naukowe mające na celu rozwój nowych metod nieniszczących takich jak: metody Pulse-echo, impact-echo, przenikający podłoże radar, metody magnetyczne.

Kontynuacją wspomnianych badań jest obecnie trwająca akcja COST 534 "New Materials and Systems for Prestressed Concrete Structures". W programie naukowym tej akcji w punkcie dotyczącym nowych nieniszczących metody w większym stopniu uwzględniających dynamiczne właściwości badanych struktur, zwrócono szczególną uwagę na: budowę i rozwój metod nieniszczących, projektowanie nowych systemów ostrzegawczych jak również właściwą interpretację wyników w celu zwią-

szenia wiarygodności ocen bezpieczeństwa i trwałości.

W badaniach konstrukcji sprężonych został osiągnięty znaczny postęp. Techniki badań ultradźwiękowych czy metody odwołujące się do pomiarów twardości (metody sklerometryczne) pozwalają zlokalizować i zidentyfikować uszkodzenie. W zależności od stosowanej techniki występują określone ograniczenia i obszary najefektywniejszych zastosowań. Przykładowo metody ultradźwiękowe możemy podzielić na dwa rodzaje: - pomiar prędkości fali ultradźwiękowej w elemencie konstrukcji żelbetowej (metoda skośna, Acoustic Spectroscopy), wymagają one dostępu do dwóch wymiarów i dokładnej znajomości odległości pomiędzy głowicami pomiarowymi jak również umiejscowienia elementów zbrojenia, natomiast w drugim przypadku opieramy się na zarejestrowanych zmianach w fali odbitej, która niesie informację o napotkanych na drodze propagacji zmianach struktury materiału. Metody te szerzej zostały omówione w pracach [1, 2, 3, 4].

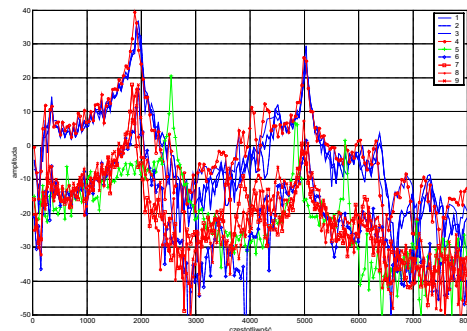
Zauważmy, że omówione metody pozwalają na detekcję, identyfikację i lokalizację uszkodzeń i wad, natomiast w niewielkim stopniu umożliwiają określenia ich oddziaływań na zachowanie się konstrukcji (makroreakcji).

Wychodząc z założenia, że w elementach sprężonych początkiem powstawania uszkodzenia jest zanikanie naprężeń ściskających w całym przekroju poprzecznym i pojawienie się naprężeń rozciągających, z czym związane jest pojawienie się warstwy obojętnej w materiale, możemy zaproponować metodę oceny wczesnych faz uszkodzeń. Zakładając, że zmiany naprężeń będą prowadzić do zaburzeń przebiegu fali dźwiękowej w impulsowo pobudzonej strukturze sprężonej, w proponowanym algorytmie diagnozowania proponuje się analizę chwilowej obwiedni i częstotliwości w ustalonym paśmie częstotliwości, charakterystycznych dla badanego obiektu.

2. EKSPERYMENT

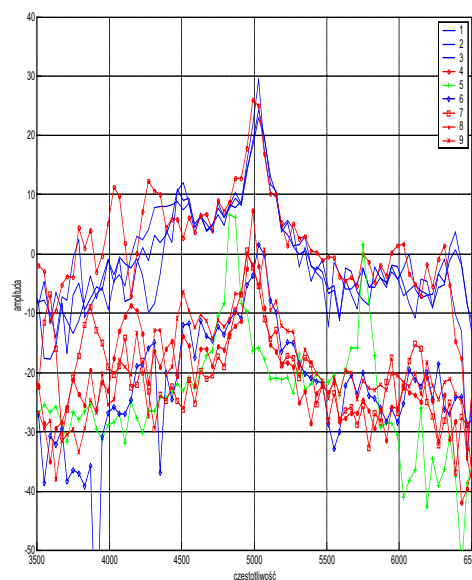
W pierwszym kroku przystąpiono do budowy stanowiska umożliwiającego zadawanie różnych stanów obciążeń. Na tym stanowisku wykonano kilka serii pomiarów stalowej płyty o różnym stanie naprężeń w jej przekroju poprzecznym [5].

W trakcie wykonywania pomiarów szczególną uwagę zwrócono na stany obciążeń symulujące dwa różne rozkłady naprężeń: zginanie i ściskanie. Rozróżnienia tych dwóch stanów naprężeń pozwoli wykryć pojawienie się w przekroju poprzecznym badanego elementu warstwy obojętnej, co również informować nas będzie o pojawieniu się naprężeń rozciągających w przekroju poprzecznym płyty.



Rys. 1. Widma odpowiedzi średnika na wymuszenie impulsowe

Widma odpowiedzi chwilowej elementu na pobudzenie impulsowe dla poszczególnych stanów naprężeń przedstawiono na rysunku 1.



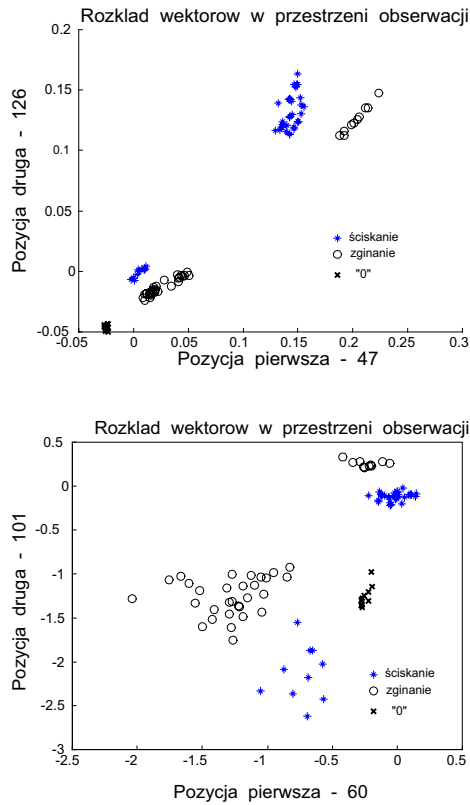
Rys. 2. Pasma wokół częstotliwości 5 kHz.

Jak widać na przedstawionych rysunkach, poszczególne grupy (ściskanie pozycje 1,2,3,6; zginanie pozycje 4,7,8,9) można rozróżnić w paśmie wokół częstotliwości 5 kHz.

Nie podejmując próby fizycznej analizy struktury widma (np. efektów modulacji) potraktowano amplitudy prążków widma jako poszczególne parametry co umożliwiło stworzenie płaszczyzny klasyfikacyjnej, na której możliwe jest rozróżnienie poszczególne grup naprężeń występujących w przekroju poprzecznym. W procedurze klasyfikacji użyto zmodyfikowanego kryterium Sebestyena i kryterium liczby istotnych wektorów.[6]

Ze względu na różniące się wartości amplitud w poszczególnych seriach pomiarowych (przypadko-

wość impulsu wymuszającego) wektory obserwacji poddano dwóm różnym normalizacjom. W pierwszym przypadku wartości wektora były dzielone przez wartość maksymalną, a w drugim przypadku przez długość wektora. Przykład płaszczyzny klasyfikacji zbudowanej w opisany powyżej sposób przedstawia rysunek 3 (przestrzeń przedstawiona na górze wykorzystuje drugą normalizację natomiast przestrzeń dolna została zbudowana przy użyciu pierwszej).



Rys. 3. Przykładowa płaszczyzna klasyfikacji.

Jak można zaobserwować na przedstawionych powyżej przykładach można zbudować taką płaszczyznę, która pozwoli zakwalifikować poszczególne pomiary do jednej z dwóch grup mających szczególne znaczenia w wyżej opisanym zadaniu, tzn. grupy charakteryzowanej przez rozkład naprężeń przy zginaniu lub grupy charakteryzowanej przez rozkład naprężeń występujący przy ściskaniu.

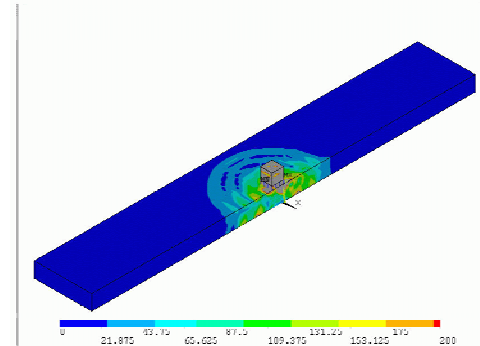
3. BUDOWA MODELU

W kolejnym etapie zbudowano, za pomocą metody elementów skończonych, dwuwymiarowy model rozchodzenia się fali naprężeniowej w płycie, który następnie został użyty do budowy modelu trójwymiarowego.

Tak zbudowane modele wykorzystano do symulacji rozchodzenia się fali naprężeniowej

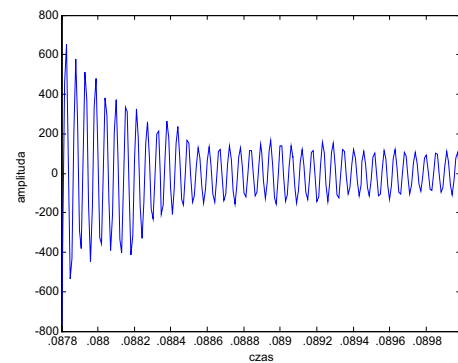
powstałej przez pobudzenie impulsowe. Symulacje wykonano dla kilku różnych stanów naprężeń w przekroju poprzecznym badanej płyty.

Wykorzystując wyniki symulacji dla kolejnych kroków czasowych zbudowano wektor opisujący zmiany naprężeń na powierzchni elementu.

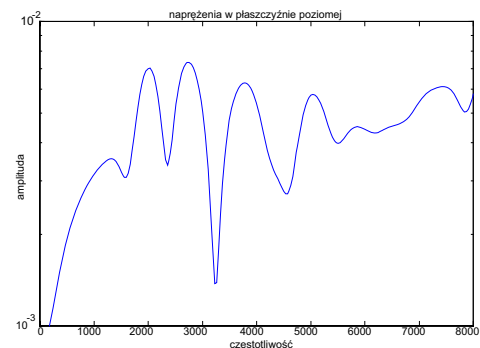


Rys. 4. Trójwymiarowy model opisujący rozchodzenie się fali naprężeniowej.

Następnie, traktując tak zbudowany wektor jak sygnał, przystąpiono do przeprowadzenia analiz takimi samymi metodami jak w przypadku sygnału otrzymanego w badaniach stanowiskowych.

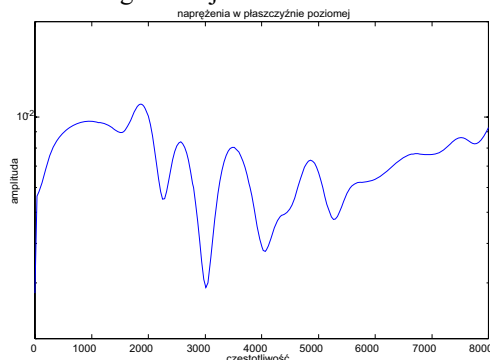


Rys. 5. Odpowiedź drganiowa płyty na wymuszenie impulsowe



Rys. 6. Widmo drgań płyty nie obciążonej pobudzonej impulsowo.

Odpowiednio na rysunku 5 przedstawiono odpowiedź płyty w dziedzinie czasu na wymuszenie impulsowe. Natomiast kolejne rysunki (6 i 7) przedstawiają widma otrzymane z analizowanej odpowiedzi drganiowej modelu.



Rys. 7 Widmo drgań ściskanej płyty pobudzonej impulsowo.

4. WNIOSKI

Proponowana metoda oceny zmian rozkładu naprężeń umożliwia: po pierwsze zlokalizowanie uszkodzenia i estymacja jego wielkości, oraz może stanowić podstawę do przeprowadzenia bardziej szczegółowej oceny krytyczności uszkodzenia. Po drugie dokonanie oceny uszkodzenia we właściwym czasie, pozwala zmniejszyć ciężkość strat a szczególnie uniknąć ofiar śmiertelnych, zmniejszyć cierpienia ludzi, którzy mogą być dotknięci hipotetyczną katastrofą, zminimalizować straty materialne, zwiększyć niezawodność systemu, zwiększyć efektywność wykonywania zadań funkcjonalnych oraz zredukować koszty obsługi i napraw. Warto zauważyć, że stosowanie separacji częstotliwościowej, umożliwia uzyskanie efektywnej odporności metody na nieciągłości badanej struktury, oraz wykonywanie badań również w czasie normalnej eksploatacji, co czyni metodę podatną na zastosowanie on-line, i stwarza możliwość opracowania inteligentnych systemów nadzoru.

LITERATURA

- [1]. L. Runkiewicz, Badania Konstrukcji Żelbetowych, Studio Gamma, Warszawa 2002r.
- [2]. M Krause, H Wiggenhauser, Ultrasonic Pulse Echo Technique For Concrete Elements Using Synthetic Aperture, UOnline Application Workshop, May '97
- [3]. M. J. Sansalone, W. B. Streett, The Impact-Echo Method, The online Journal of Nondestructive Testing & Ultrasonics, 1998r.
- [4]. RADKOWSKI S., SZCZUROWSKI K.: (2002) Badanie zależności pomiędzy strukturą naprężeń w przekroju poprzecznym belki a sygnałem

drganiowym. II Seminarium Wibroakustyczna Diagnostyka Procesów Zmęczeniaowych. Warszawa.

- [5]. RADKOWSKI S., SZCZUROWSKI K.: (2004) Badanie wpływu stanu naprężeń na proces propagacji naprężeniowej w strukturach sprężonych. Diagnostyka Vol. 30.
- [6]. DYBAŁA J., RADKOWSKI S.: (2004) wykorzystanie sieci neuronowych CP w wibroakustycznej diagnostyce uszkodzeń przekładni zębatej. Diagnostyka Vol. 30.



Dr inż. Jan GRUDZIŃSKI
Absolwent Politechniki Warszawskiej Wydział SiMR, doktorat 1982 MEiL. Pracownik PW, i Uniwersytetów w Meksyku; Konsultant w przemyśle w Meksyku, i Kanadzie oraz Engineering Design Center GE Polska, specjalność: Analiza naprężeń i zastosowania Metody Elementów Skończonych



Prof. Stanisław RADKOWSKI profesor Instytutu Podstaw Budowy Maszyn PW kierownik zespołu Diagnostyki Technicznej i Analizy Ryzyka. Prezes Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. Obecnie zajmuje się diagnostyką maszyn oraz analizą ryzyka technicznego



mgr inż. Krzysztof SZCZUROWSKI doktorant wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej. W pracy naukowej zajmuje się diagnostyką wibroakustyczną. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej

THE APPLICATION OF REGULARISATION METHODS TO ANALYSIS OF STRUCTURE DYNAMICS

Joanna IWANIEC

Department of Robotics and Machine Dynamics, AGH University of Science and Technology
Mickiewicz Alley 30, 30 – 059 Cracow

Abstract

In the paper there are discussed issues concerning ill-posed problems. Mathematical definition and a method of detecting ill-posed problems as well as a method of improving such problems conditioning by the use of the Tikhonov regularisation are presented. The results of transfer function noise reduction by the use of the Tikhonov regularisation method are shown.

Keywords: ill-posed problem, ill-conditioned matrix, regularisation

ZASTOSOWANIE METOD REGULARYZACJI W ANALIZIE DYNAMIKI KONSTRUKCJI

Streszczenie

W pracy omówiono zagadnienia dotyczące zagadnień źle zdefiniowanych. Przedstawiono definicję matematyczną, metodę wykrywania zagadnień źle zdefiniowanych oraz metodę poprawiania uwarunkowania tych zagadnień przy użyciu regularyzacji Tikhonova. Zaprezentowano również możliwość zastosowania metody regularyzacji Tikhonova do redukcji szumów widmowych funkcji przejścia.

Słowa kluczowe: zagadnienie źle zdefiniowane, macierz źle uwarunkowana, regularyzacja

1. INTRODUCTION

For many years ill-posed problems were treated as a mathematical curiosity. The first mathematical description was proposed by Hadamard in 1915. In 1977 N. Tikhonov and V. Y. Arsenin proved that the class of ill-posed problems includes many classical mathematical problems and, what is more important, that such problems find practical applications.

Nowadays, for the purposes of identification of complex mechanical structures, the methods of inverse identification are frequently used. Determining an inverse problem solution is complicated by the fact that measurement characteristics are always burdened with a variety of errors. In case of ill-posed problems even small errors of measured system responses have a great influence on accuracy of estimated parameters. Estimation of a correct solution is impossible without earlier improvement of problem formulation. Therefore regularisation as a method of ill-defined problems effective solving arouse great interest.

In this paper the application of the Tikhonov regularisation method to transfer function noise reduction is discussed. The noise reduction of transfer functions on the basis of which the modal models are estimated results in increase in the parameters accuracy of these models. It is especially important in case of diagnosing structure state on the basis of changes in the modal parameters such as

natural frequencies, modal damping factors and system mode shapes [4].

2. MATHEMATICAL DESCRIPTION OF ILL-POSED PROBLEMS

According to the Hadamard definition, the equation:

$$[A]\{x\} = \{y\} \quad [A]: X \rightarrow Y \quad (1)$$

is well-posed provided:

1. solution existence for each $\forall \{y\} \in Y, \{x\} \in X$ such that $[A]\{x\} = \{y\}$,
2. uniqueness: $[A]\{x_1\} = [A]\{x_2\} \Rightarrow \{x_1\} = \{x_2\}$,
3. stability: $[A]^{-1}$ is continuous.

Equation (1) is ill-posed if one of the above conditions is not met.

3. IDENTIFICATION METHODS OF ILL-POSED PROBLEMS

The SVD method is the most popular method that allows for identification of ill-posed problems. Singular values resulting from the SVD decomposition of a system matrix $[A] \in R^{m \times n}$ ($m \geq n$) are described by the equation [1]:

$$[A] = [U][\Sigma][V]^T = \sum_{i=1}^n \{u_i\} \sigma_i \{v_i\}^T \quad (2)$$

where: $[U], [V]$: orthonormal matrixes of singular vectors: $[U]^T[U] = [V]^T[V] = [I]_n$,

$$[\Sigma] = \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_n \end{bmatrix} : \text{diagonal matrix}$$

such that: $\sigma_1 \geq \dots \geq \sigma_n \geq 0$, σ_i : singular value of [A] matrix; $\{v_i\}$, $\{u_i\}$: right and left singular vector of [A] matrix.

A system matrix [A] of a discrete ill-posed problem is always ill-conditioned. In such a case a determinant of the [A] matrix is close to zero, which means that the [A] matrix is almost rank-deficient. The SVD decomposition of such an ill-conditioned matrix has the following properties [3]:

- singular values σ_i gradually decay to zero,
- along with the increase in i index, in the $\{v_i\}$, $\{u_i\}$ vectors more changes in signs of elements are observed,
- [A] matrix condition number is high (the highest to smallest singular value ratio $> 10^{14}$).

4. REGULARISATION

As a regularisation we understand an improvement of a problem posedness or, in a discrete case, of a system matrix [A] conditioning. From the mathematical point of view, the method idea is to estimate approximate inverse operator $[R_\alpha]$ which, under the condition that:

$$\{y_n\} = [A]\{x_{real}\} + \{\eta_n\} \quad \{\eta_n\} \rightarrow 0 \quad (3)$$

satisfies the equation:

$$\{x_{cm}\} = [R_{cm}]\{y_n\} \rightarrow \{x_{true}\} \quad (4)$$

4.1. Tikhonov regularisation method

Measured response of a real system (1) is described by the equation:

$$[A]\{x\} = \{y_{sz}\} \Leftrightarrow [A]\{x\} = \{y_{ideal}\} + \{\eta\} \quad (5)$$

where: $\{y_{sz}\} \in R^{m \times 1}$: measured noisy system response; $\{\eta\} \in R^{m \times 1}$: noise; $[A] \in R^{m \times m}$: system matrix; $\{x\} \in R^{m \times 1}$: unknown solution; n, m : integers.

Numerical solution of the least squares method, which is commonly used for solving algebraical equations, is unique and unbiased only when the [A] matrix rank equals m . Therefore an ill-posed problem solution obtained by the use of the least squares method:

$$\{x_{ls}\} = \arg \min_x \|\{y_{sz}\} - [A]\{x\}\|_2^2 \quad (5)$$

is unstable – the more noisy is the measurement data the more obtained solution differs from the correct one. Modification of the equation of interest by replacing the [A] matrix with a well-conditioned matrix as well as introducing additional constraints: do not guarantee obtaining correct solutions. Determining a correct solution by the use of an inverse method is usually impossible without earlier improvement of problem formulation (system matrix

conditioning). In case of the Tikhonov regularisation method, an unknown solution has a form of [3]:

$$\{x_\alpha\} = \arg \min_x \left\{ \|\{y_{sz}\} - [A]\{x\}\|_2^2 + \alpha^2 \|[L]\{x\}\|_2^2 \right\} \quad (6)$$

where: α : regularisation parameter describing a compromise between an accurate fitting and a smoothness of the obtained curve; [L]: usually a unit matrix; [I]: unit matrix.

The L-curve is the most popular method of determining an optimal regularisation parameter α [2].

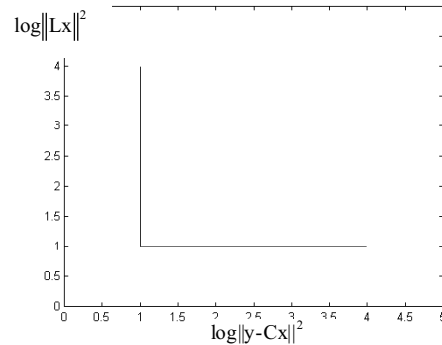


Fig. 1. L-curve method

The L-curve method [2, 3] consists in determining a graphical dependence between $\|\{y_{sz}\} - [A]\{x_\alpha\}\|_2^2$ and $\|[L]\{x_\alpha\}\|_2^2$ for all the possible α values in a logarithmic scale (Fig. 1). The optimal value of the regularisation parameter α_{opt} corresponds to the coordinates of the L-curve corner. If $\alpha < \alpha_{opt}$ then the solution is close to a solution obtained by the use of the least squares method. Assumption of $\alpha > \alpha_{opt}$ leads to a solution of an equation that differs significantly from the original one.

4.2. Tikhonov regularisation as a filtration method

On the basis of the equation (2), an inverse operator value R_α can be determined according to the formula:

$$[R_\alpha] = ([A]^T [A] + \alpha [I])^{-1} [A]^T [U]^T \quad (7)$$

so:

$$[R_\alpha] = ([V][\Sigma]^T [U]^T [U][\Sigma][V]^T + \alpha [V][I][V]^T)^{-1} [V][\Sigma]^T \quad (8)$$

therefore:

$$[R_\alpha] = [V]([\Sigma]^T [\Sigma] + \alpha [I])^{-1} [\Sigma]^T [U]^T \quad (10)$$

or:

$$[R_\alpha] = [V] \cdot \text{diag} \left(\frac{\sigma_i^2}{\sigma_i^2 + \alpha} \cdot \frac{1}{\sigma_i} \right) [U]^T \quad (11)$$

Expression: $w_\alpha(s_i^2) = \frac{\sigma_i^2}{\sigma_i^2 + \alpha}$ for $[L] = [I]_n$ is

called a Tikhonov filter function. If $\alpha \rightarrow 0$ then $w_\alpha(s_i^2) \rightarrow 1$ so $[R_\alpha] \rightarrow [V] \cdot \text{diag}((s_i)^{-1}) [U]^T$.

The Tikhonov filter function performance consists in filtering out small singular values ($\sigma_i < \alpha$).

4.3. Application of Tikhonov regularisation to noise reduction

Seven-degree-of-freedom discrete system was considered (Fig. 3).

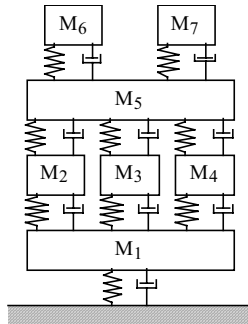


Fig.3. Scheme of a considered system

Physical system parameters are as follows: $M_1 = 5$ [kg], $M_2 = M_3 = M_4 = 1$ [kg], $M_5 = 4$, $M_6 = M_7 = 2$ [kg], $c_{01} = 12$ [Ns/m], $c_{12} = c_{13} = c_{14} = c_{25} = c_{35} = c_{45} = 5$ [Ns/m], $c_{56} = c_{57} = 9$ [Ns/m], $k_{01} = 80000$ [N/m], $k_{12} = k_{13} = k_{14} = k_{35} = k_{45} = 15000$ [N/m], $k_{25} = 14800$ [N/m], $k_{56} = k_{57} = 28000$ [N/m]. The following notation was assumed: k_{ij} , c_{ij} – values of stiffness and damping between masses M_i and M_j .

Dynamic system motion equation has the form of:

$$[M] \cdot \{\ddot{x}\} + [C] \cdot \{\dot{x}\} + [K] \cdot \{x\} = \{f\} \quad (9)$$

where: $[M]$, $[C]$, $[K]$: mass, damping and stiffness matrices.

For a system modal model determined analytically the transfer functions were estimated. On this basis the matrix of transfer functions $[H(s)]$ was formed:

$$[H(s)] = \begin{bmatrix} H_{11}(s) & H_{12}(s) & \dots & H_{1n}(s) \\ H_{21}(s) & H_{22}(s) & \dots & H_{2n}(s) \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ H_{m1}(s) & H_{2n}(s) & \dots & H_{mn}(s) \end{bmatrix} \quad (10)$$

where: $s = j\omega$: Laplace variable, $n = 1, \dots, 7$.

Transfer functions determined with respect to the mass M_3 ($\{H_{31}\}$, \dots , $\{H_{37}\}$) were burdened with an additional zero-mean random noise of values from the range of $\pm 10\%$ maximal amplitude value of transfer function determined analytically. Matrix $[H(s)]$ of noisy elements $\{H_{31\ sz}\}$, \dots , $\{H_{37\ sz}\}$ was marked as $[H_{sz}]$.

Noisy system response $\{X_{sz}\}$ was determined on the basis of the equation [4]:

$$[H_{sz}]_{i \times j} \cdot \{F_{sz}\}_{i \times 1} = \{X_{sz}\}_{i \times 1} \quad (11)$$

under assumption that the force $\{F_{sz}\}$ applied to the considered system has the form of: $\{F_{sz}\}_{7 \times 1} = [1 + j \cdot 1, \dots, 1 + j \cdot 1]^T$.

Taking into account (11), by the use of the Tikhonov regularisation method, the $\{F_{reg}\}$ force value was determined. On the basis of the equations:

$$[H_{sz}] \cdot \{F_{reg}\} = \{X_{reg}\} \quad (12)$$

the matrix of transfer functions $[H_{reg}]$, obtained as a result of $\{F_{sz}\}$ vector regularisation, was computed:

$$[H_{reg}] = \{X_{reg}\} \cdot \{F_{reg}\}^{-1} \quad (13)$$

The comparison of an example transfer function obtained as a result of Tikhonov regularisation and a transfer function determined analytically is presented in the Fig. 4a and Fig 4b.

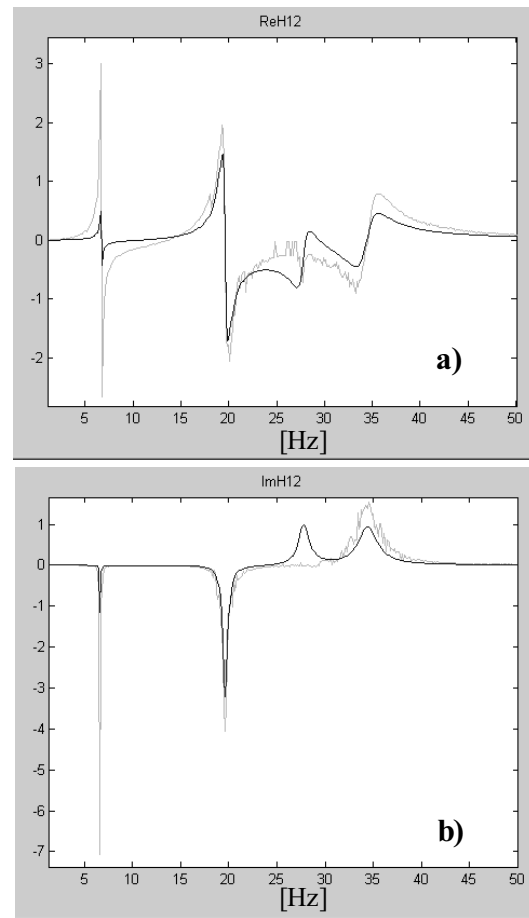


Fig. 4. Real (a) and imaginary (b) parts of a transfer functions without noise (H_{12} : black) and burdened with 10% noise and regularised ($H_{12\ reg}$: grey).

For the purposes of the further analysis, from the $[H_{reg}]$ matrix the transfer functions ($[H_{31\ reg}]$, \dots , $[H_{37\ reg}]$) were chosen. For such a set of characteristics the estimation of modal parameters was carried out by the use of the ERA method implemented in the VIOMA toolbox.

In the Table 1 there are gathered natural frequencies and modal damping factors corresponding to poles values estimated by the use of the ERA method for the set of chosen transfer functions without noise, burdened with 10% noise, burdened with 10% noise and regularised.

Table 2 and Table 3 contain the percentage relative errors of estimation of natural frequencies e_f and modal damping coefficients e_c for unsmoothed characteristics burdened with 10% random noise as well as characteristics burdened with 10% random noise and smoothed by the use of curve smoothing

methods¹ (MA: moving average, LOESS: locally weighted scatter plot smooth, SG: Savitzky - Golay) and Tikhonov regularisation

Table 1

No	noise 0% (ERA)		noise 10% (ERA)		noise 10% regularisation (ERA)	
	f [Hz]	ζ [%]	f [Hz]	ζ [%]	f [Hz]	ζ [%]
1.	6,641	0,59	-	-	6,661	0,64
2.	19,619	1,51	19,645	1,59	19,720	1,41
3.	27,493	2,89	-	-	-	-
4.	27,555	2,89	27,529	2,89	-	-
5.	27,731	2,53	-	-	-	-
6.	34,414	3,50	34,407	3,43	34,421	3,40

Table 2

No	noise 10% (ERA)		noise 10%, MA, (ERA)		noise 10%, LOESS, (ERA)	
	e_r [%]	e_ζ	e_r [%]	e_ζ [%]	e_r [%]	e_ζ [%]
1.	-	-	0,994	698,00	1,024	418,64
2.	0,132	5,298	0,005	64,238	0,025	33,775
3.	-	-	-	-	0,036	9,688
4.	0,094	0,000	0,036	12,802	0,058	6,574
5.	-	-	-	-	-	-
6.	0,020	2,000	0,017	8,571	0,020	2,857

Table 3

No	noise 10% (ERA)		noise 10%, SG, (ERA)		noise 10%, regularisation, (ERA)	
	e_r [%]	e_ζ	e_r [%]	e_ζ [%]	e_r [%]	e_ζ [%]
1.	-	-	0,994	698,00	0,300	8,475
2.	0,132	5,298	0,005	64,238	0,515	6,622
3.	-	-	0,236	12,803	-	-
4.	0,094	0,000	0,127	25,605	-	-
5.	-	-	-	-	-	-
6.	0,020	2,000	0,017	8,571	0,020	2,857

In the considered case percentage relative errors e_r for the Tikhonov regularisation method are comparable to the errors determined for the other curve smoothing (MA, LOESS, SG) methods. Percentage relative errors e_ζ are the smallest for the Tikhonov regularisation method in the whole estimation band; the most noticeable differences are observed for the low frequency band.

The Table 4 contains MAC coefficients for the mode shapes corresponding to the system poles from the Table 1. The MAC values for the mode shapes Ψ_1 , Ψ_2 , Ψ_6 estimated for the noisy characteristics smoothed by the use of the MA, LOESS, SG and Tikhonova regularisation methods approach unity while for the Ψ_3 , Ψ_5 are low.

Table 4

No	noise 10%	noise 10%, MA	noise 10%, LOES	noise 10% SG	noise 10% regularisation
1.	-	0,9936	0,9910	0,9945	0,9477
2.	0,9949	0,9962	0,9965	0,9958	0,8331
3.	-	-	0,2593	0,2681	-
4.	0,7431	0,7403	0,7348	0,7384	-
5.	-	-	-	-	-
6.	0,9989	0,9990	0,9989	0,9984	0,8506

4.4. Conclusions

Application of the Tikhonova regularization to the noisy transfer functions resulted in improvement of estimated poles quality. Percentage relative errors of estimated natural frequencies and modal damping coefficients are significantly lower (especially in the low frequency band) than in case of noise reduction by the use of curve smoothing methods.

LITERATURE

- [1] Ahmadian H.: Regularisation Methods for Finite Element Model Updating, Mechanical Systems and Signal Processing Vol. 12, pp. 47 – 64, 1998.
- [2] Fregolent A., D'Ambrogio W., Salvini P., Sestieri A.: Regularisation Techniques for Dynamic Model Updating Using Input Residual, Inverse problems in engineering, Vol. 2, Overseas Publishers Association, Amsterdam, 1996.
- [3] Hansen C.: Regularization Tools – A Matlab Package for Analysis and Solution of Discrete Ill-Posed Problems (Version 3.1 for Matlab 6.0), Numerical Algorithms 6, 1994.
- [4] Uhl T.: Zastosowanie analizy modalnej w dynamice konstrukcji, Zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych, Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn, AGH, Kraków, 2003.



The author is a PhD student in the Department of Robotics and Machine Dynamics of AGH University of Science and Technology in Cracow.

¹ The most popular application of curve smoothing methods is a data noise reduction.

METODY NIEINWAZYJNEGO POMIARU PRENATALNEGO KARDIOGRAMU PTASICH EMBRIONÓW

Marek IWANIEC

Department of Mechanical Engineering and Robotics, AGH University of Science and Technology
Mickiewicz Alley 30, 30 – 059 Cracow

Streszczenie

Celem pracy było opracowanie całkowicie nieinwazyjnej i bezpiecznej metody diagnostyki czynności serca embrionów ptasich. Zarodki te wykorzystywane są w fizjologii jako czuły detektor i model do badania wpływu czynników fizycznych oraz substancji chemicznych na prenatalne procesy życiowe. Przedstawione metody nieinwazyjnego pomiaru kardiogramu ptasich embrionów oparte są o proste idee i zasady pomiarowe. Pomimo użycia niezbyt drogiego sprzętu metody umożliwiają pomiar już po kilku dniach życia embrionu.

Słowa kluczowe: diagnostyka balistokardiogramu, nieinwazyjne metody pomiarowe

NON-INVASIVE METHODS FOR BIRD EMBRYOS PRENATAL CARDIOGRAM MEASUREMENTS

Abstract

The paper concerns non-invasive and safe method of bird embryo heart action diagnostics. Such embryos are used in physiology as a sensitive detector and a model for testing the influence of physical factors and chemical substances on prenatal life processes. Presented methods of non-invasive measurement of bird embryos cardiograms are based on simple ideas and measurement principles. In spite of the fact that the used equipment is inexpensive, the methods make it possible to carry out the measurements after a few days of embryo life.

Keywords: balistocardiogram diagnostics, non-invasive measurement methods

1 WPROWADZENIE

Ptasie zarodki wykorzystywane są w fizjologii jako czuły detektor i model do badania wpływu czynników fizycznych oraz substancji chemicznych na procesy życiowe embrionów. Badania te prowadzone są m.in. w celu określania teratogennego wpływu środków farmakologicznych, substancji chemicznych pochodzących z zanieczyszczonego środowiska oraz czynników fizycznych takich jak temperatura, wilgotność, pole elektryczne pole magnetyczne.

Celem pracy było opracowanie całkowicie nieinwazyjnej i bezpiecznej metody diagnostyki czynności serca embrionów ptasich. W tym celu zaproponowano dwie nowe metody diagnostyki pracy serca w oparciu o balistokardiogram. Pierwsza z przedstawianych metod wykorzystuje pomiar głębokości modulacji amplitudy prądu płynącego przez kondensator o pojemności zależnej od przemieszczenia jaja. Druga metoda oparta o prawo Snella polega na zastosowaniu detektora położenia wiązki światła odbitego od przemieszczającej się skorupki jaja.

Jednym ze znanych sposobów przeprowadzania takiego pomiaru jest zastosowanie mikrofonu [1], którego duża czułość pozwala na rejestrację dźwięków strukturalnych pochodzących z embrionu.

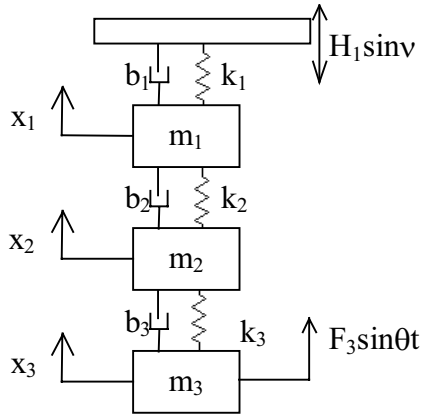
Wadą tej metody jest rejestracja fali akustycznej, która w pożądanym zakresie częstotliwości nie jest dobrym przekaźnikiem informacji. Czynność serca mimo, iż wywołuje efekty drganiowe i hydrodynamiczne generuje tylko niewielkie efekty akustyczne dodatkowo zakłócone przez szum wywołany ruchami płodu.

Opracowanie nieinwazyjnej metody wiąże się z doбором odpowiedniego układu wibroizolacji umożliwiającego wzmacnianie drgań jaja wynikających z pracy serca i odizolowania zarodka od wibracji propagujących z otoczenia.

2 MODEL I RÓWNANIA RUCHU UKŁADU WIBROIZOLACJI

Aby ograniczyć propagację drgań z podłoża zastosowano wielostopniową wibroizolację pasywną. Jest to liniowy układ drgający o trzech stopniach swobody. Układ pobudzany jest do drgań wymuszeniem kinematycznym H_1 pochodzącym od ruchów podłoża oraz zastępczym wymuszeniem siłowym F_3 wynikającym z pracy serca zarodka. Model układu wibroizolacji stanowiska do wyznaczenia balistokardiogramu przedstawiono na rys. 1. Badany embrion o masie m_3 spoczywa na układzie zawieszenia wykonanym z dwóch sprężyn piórowych o zastępczym współczynniku sztywności

k_3 . W celu zapewnienia stałych warunków pomiarowych układ ten znajduje się w termoizolowanej klatce Faraday'a o masie m_2 elastycznie zamocowanej do konstrukcji wsporczej o masie m_1 . Całość jest zamocowana do sufitu pomieszczenia za pomocą czterech sprężyn śrubowych o zastępczym współczynniku k_1 .



Rys. 1. Model układu wibroizolacji.

Równania ruchu dla układu wibroizolacji wyprowadzono stosując równania Lagrange'a drugiego rodzaju:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{1}{2} \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad i = 1, \dots, s \quad (1)$$

gdzie: L – funkcja Lagrange'a

$$L = E - U \quad (2)$$

E – energia kinetyczna, U – energia potencjalna sprężystości, Φ – funkcja Rayleigha, Q_i – siła uogólniona działająca na odpowiednią masę, q_i – współrzędna uogólniona

Układ równań ruchu układu wibroizolacji ma postać:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 + b_2 & -b_2 & 0 \\ -b_2 & b_2 + b_3 & -b_3 \\ 0 & -b_3 & b_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 H_1 \sin \nu t + b_1 H_1 \nu \cos \nu t \\ 0 \\ F_3 \sin \theta t \end{bmatrix} \quad (3)$$

Zagadnienie własne dla układu równań (3) zdefiniowane jest zależnością:

$$(\lambda_r^2 [M] + \lambda_r [B] + [K]) \Psi_r = 0 \quad (4)$$

gdzie: λ_r – wartości własne, Ψ_r – wektory własne
Wyznaczenie pierwiastków równania (4) pozwoliło na obliczenie częstotliwości drgań własnych. Parametry i masy układu dobrano tak, aby uzyskać jak najmniejsze wartości częstotliwości drgań własnych, które w modelowanej konstrukcji wynoszą 0,5 Hz, 1,1 Hz i 2,4 Hz. Częstotliwości te są więc znacznie mniejsze od dolnej granicy

pożądanego pasma pomiarowego wynoszącej ok. 6 Hz.

3 METODY POMIARU BALISTO-KARDIOGRAMU

Diagnostyka pracy serca na podstawie balistokardiogramu opiera się na założeniu, że ruchy skorupki jaja są skorelowane z akcją serca. W rzeczywistości ta korelacja zależy od szeregu czynników, w tym najtrudniejszych do określenia czynników fizjologicznych:

- stopień rozwoju zarodka, a więc i jego serca ma bezpośredni wpływ na wielkość sił generowanych w czasie jego pracy. Serce zarodka rozpoczyna pracę już w drugim dniu po zapłodnieniu, jednak w tym czasie jest zbyt słabe, aby wywoływać mierzalne przemieszczenia całego jaja. Z kolei wraz z rozwojem, ok. 14 dnia inkubacji inne ruchy płodu są tak częste i silne, że zaczynają całkowicie maskować rytm pracy serca.

- temperatura w czasie pomiarów jest stabilizowana, ale nawet niewielkie zmiany temperatury w dłuższym okresie czasu mają wpływ na amplitudę i puls balistokardiogramu. Wzrost temperatury powoduje przyspieszenie akcji serca, której towarzyszy obniżenie siły skurczów mięśnia sercowego.

- położenie embrionu w środku jaja jest najtrudniejszym do uwzględnienia czynnikiem mającym wpływ na wielkość i jakość mierzonego sygnału. Zwłaszcza w drugiej połowie okresu inkubacji zarodek jest tak ruchliwy, że bardzo często samodzielnie zmienia swe położenie.

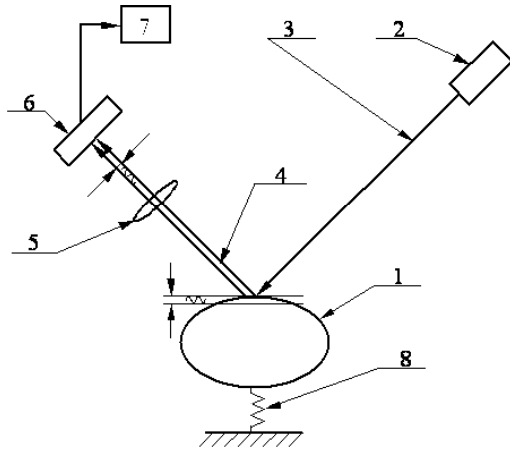
Opisywane w tej pracy metody wyznaczania balistokardiogramu mają podobny układ przetwarzania sygnału. Różnią się zasadą pomiaru oraz konstrukcją przetwornika pomiarowego.

3.1 Metoda optyczna

Zasadę działania układu pomiarowego wykorzystanego w metodzie optycznej przedstawiono na rys. 2. Źródło światła (2), soczewka skupiająca (5) oraz detektor położenia (6) wchodzi w skład wibrometru laserowego. Dioda laserowa jako źródło światła emituje wiązkę świetlną o zbieżności ok. $2 \cdot 10^{-5}$ [rad]. Wiązka ta pada pod kątem ostrym na powierzchnię badanego preparatu, który jest umieszczony na specjalnej konstrukcji stanowiącej układ zawieszenia (8). Strumień światła odbitego od drgającej powierzchni skorupki pada przez soczewkę skupiającą na detektor położenia, który wykrywa zmiany miejsca położenia odbitej wiązki proporcjonalnie do obwiedni drgań embrionu. Z detektora położenia otrzymuje się dwa sygnały analogowe I_1 oraz I_2 . Na podstawie zależności:

$$X = \frac{I_1 - I_2}{I_1 + I_2} = f(x_e) \quad (5)$$

po wykonaniu analogowego odejmowania, dodawania i dzielenia sygnałów otrzymuje się jeden sygnał X proporcjonalny do chwilowego przemieszczenia x_c promienia świetlnego padającego na powierzchnię światłoczułą detektora położenia.



Rys. 2. Głowica pomiarowa w metodzie laserowej. 1 – jajo, 2 – źródło światła 3 – wiązka światła padającego, 4 – wiązka światła odbitego, 5 – soczewka skupiająca, 6 – detektor położenia, 7 – analogowy układ wstępny przetwarzania sygnału, 8 – układ zawieszania.

Następnie sygnał poprzez filtr dolnoprzepustowy jest kierowany do karty przetwornika A/C. Dzięki zastosowaniu przetwornika A/C sygnał jest zapisywany w postaci cyfrowej do pliku na twardym dysku.

3.2. Metoda pomiaru głębokości modulacji amplitudy AM

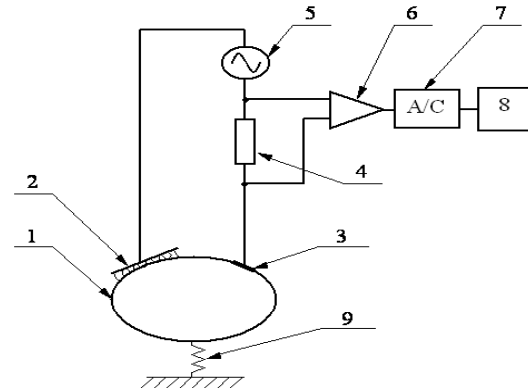
Schemat sposobu pomiaru drgań przedstawiono na rys. 3. Badany embrion (1), umieszczony na układzie zawieszania (9), poddawany jest działaniu zmiennego pola elektrycznego wytwarzanego w układzie kondensatora, zasilanego z generatora napięcia zmiennego (5). Elektroda (2) umieszczona jest w pewnej odległości od powierzchni jaja. Prąd w obwodzie kondensatora utworzonego między elektrodami (2) i (3) ma wartość proporcjonalną do amplitudy drgań embrionu. Jego pomiar odbywa się za pomocą bocznika pomiarowego (4), a uzyskany sygnał po wzmocnieniu i przetworzeniu za pomocą przetwornika A/C (7) na sygnał cyfrowy kierowany jest do komputera (8), gdzie poddawany jest dalszej obróbce.

Pojemność kondensatora tworzącego się pomiędzy elektrodami (2) oraz (3) zależy od chwilowego położenia powierzchni jaja posadzonego na miękkim układzie zawieszania.

$$C = \frac{\varepsilon S}{D_0 + A \sin \omega t} \quad (6)$$

gdzie:

ε – przenikalność elektryczna, S – powierzchnia zastępcza elektrody, D_0 – średnia odległość elektrody od powierzchni jaja, A – amplituda drgań powierzchni jaja, ω – częstość wymuszenia pochodząca od drgań embrionu.



Rys. 3. Schemat układu do pomiaru głębokości modulacji. 1 – jajo, 2 – nieruchoma elektroda, 3 – elektroda grafitowa, 4 – bocznik pomiarowy, 5 – generator napięcia zmiennego, 6 – wzmacniacz, 7 – przetwornik A/C, 8 – komputer, 9 – układ zawieszania.

Zaniedbując wpływ pojemności i indukcyjności pasozytniczych oraz pomijając impedancję preparatu prąd w obwodzie jest określony przez następujące równanie:

$$i \cong \frac{\varepsilon S}{D_0} \left[1 + \frac{A \sin \omega t}{D_0} \right] \Omega U_0 \cos \Omega t \quad (7)$$

gdzie:

Ω – częstość kołowa sygnału nośnego, ω – częstość kołowa sygnału modulującego, U_0 – amplituda sygnału nośnego, A – amplituda drgań powierzchni embrionu.

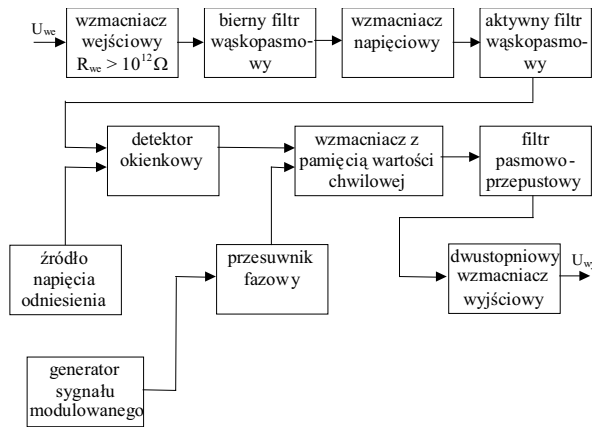
Głębokość modulacji AM określa współczynnik głębokości modulacji m :

$$m = \frac{\frac{\varepsilon S}{D_0} \frac{A}{D_0}}{\frac{\varepsilon S}{D_0} + C_p} \cong \frac{A}{1 + \kappa} \quad (8)$$

gdzie: $\kappa = \frac{C_p}{C_0}$ – stosunek pojemności pasozytniczych do pojemności średniej

Napięcie wejściowe pochodzące z bocznika (4) jest wstępnie wzmacniane (rys. 4) przez wzmacniacz wejściowy o dużej rezystancji zbudowany w oparciu o dwa scalone wzmacniacze operacyjne CMOS. Następnie sygnał jest filtrowany przez bierny filtr pasmowoprzepustowy nastrojony na częstotliwość sygnału modulowanego. Sygnał po wstępnym odfiltrowaniu jest wzmacniany przez wzmacniacz o dużym wzmocnieniu napięciowym. Po ponownym przejściu przez aktywny filtr o dużej dobroci sygnał jest kierowany do najważniejszych bloków: detektora okienkowego oraz wzmacniacza z

pamięcią wartości chwilowej o czasie zapamiętywania ok. $2 \cdot 10^{-5}$ [s]. Wzmacniacz z pamięcią wartości chwilowej pełni funkcję precyzyjnego detektora AM.

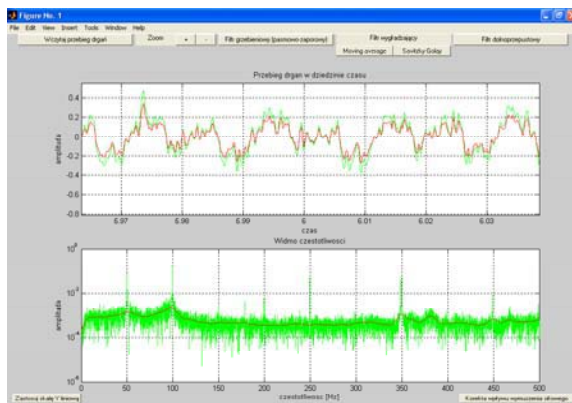


Rys 4. Analogowy układ przetwarzania sygnału

Moment zapamiętywania napięcia odpowiada przejściu wartości chwilowej sygnału przez maksimum. Aby precyzyjnie zapewnić synchronizację wyzwala detektora okienkowego wybrano taktowanie opóźnionym sygnałem pobieranym z generatora przebiegu modulowanego. Następnie sygnał jest całkowany przez filtr dolnoprzepustowy i po wzmacnieniu zdemodulowany sygnał małej częstotliwości jest próbkowany przez kartę A/C.

4 OPROGRAMOWANIE DO PRZETWARZANIA MIERZONYCH SYGNAŁÓW

Sygnały otrzymywane metodami pomiarowymi opisanymi w pkt. 3 obciążone są zakłóceniami, których źródłem są metody i aparatura pomiarowa oraz procesy fizjologiczne związane z żywym organizmem będącym przedmiotem badań. W celu poprawienia jakości mierzonego sygnału i jego dalszej obróbki opracowano program komputerowy, którego interfejs graficzny przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5. Okno interfejsu graficznego.

Program umożliwia m.in. filtrację:

- pasmowozaporową – polegającą na odcięciu przez grzebieniowy filtr o dużej dobroci składowych harmonicznym częstotliwości sieci energetycznej,
- filtrami dolnoprzepustowymi,
- filtrami "Moving average" oraz Savitzky-Golay.

Program umożliwia również obliczanie żądanych przez użytkownika estymat w dziedzinie czasu oraz częstotliwości. Realizowane są również procedury:

- zmiany częstotliwości próbkowania,
- zmiany parametrów zastosowanych filtrów (częstotliwości granicznych liczby uśrednianych punktów, stopnia wielomianu),
- zmianę skali Y widma częstotliwości na skalę liniową i z powrotem na logarytmiczną,
- dowolną liczbę filtracji sygnału przy jednorazowym wczytaniu przebiegu,
- możliwość powiększania i pomniejszania widocznych przebiegów,

Program umożliwia również wykonanie korekty wpływu układu zawieszenia na charakterystyki amplitudowo – częstotliwościowe balistokardiogramu.

5 WNIOSKI

Przedstawione metody nieinwazyjnego pomiaru prenatalnego kardiogramu ptasich embrionów oparte są o proste idee i zasady pomiarowe. Pomimo użycia niezbyt drogiego sprzętu udało się osiągnąć dużą czułość aparatury, która umożliwiła pomiary z rozdzielczością wynoszącą poniżej 1 μ m. Jednak, aby zbliżyć zastosowanie prezentowanych metod diagnostycznych do początków życia konieczne jest dalsze zwiększanie czułości i rozdzielczości pomiarów. Implikuje to konieczność rozbudowy i komplikacji sprzętu.

Praca zrealizowana w ramach grantu KBN 7 T11E 05920

LITERATURA

- [1] Owsiak D., Nieckarz Z., Pawlak K., Micek S.: The acoustocardiographic method of measuring avian embryos heart beat in ovo affected by external electromagnetic field, Waves-Human-Biomedical Engineering, Vol. XIII, No.1. Acoustical Engineering, Kraków 2004.
- [2] Pawlak K., Niedziółka J., Szymański J.: An attempt to use ballistocardiography to depict the cardiac work of developing chick embryos. Ann. Anim. Sci., vol 2, No 2, 59-65, 2002.
- [3] Pawlak K., Niedziółka J.: Non-invasive measurement of chick embryo cardiac work. Czech J. Anim. Sci., 49, 8-15, 2004.
- [4] Rahn H., Poturalski S.A., Paganelli C.V.: The acoustocardiogram: a noninvasive method for

IWANIEC, Metody nieinwazyjnego pomiaru prenatalnego kardiogramu ptasich embrionów

measuring heart rate of avian embryo in ovo.
J. Appl. Phy, 694, str. 1546-1548, 1990.

Autor pracuje na Wydziale Inżynierii Mechanicznej
i Robotyki Akademii Górniczo Hutniczej w
Krakowie.

ZASTOSOWANIE SKŁADOWYCH GŁÓWNYCH W DIAGNOZOWANIU MASZYN

Marcin JASIŃSKI, Stanisław RADKOWSKI

Instytut Podstaw Budowy Maszyn PW
ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, jachuu@simr.pw.edu.pl, ras@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

Jedną z metod diagnozowania i prognozowania wczesnych faz rozwoju uszkodzeń, jest korelacja obiektywnego stanu technicznego z diagnostycznym parametrem uzyskanym z sygnału wibroakustycznego. Korzystając z metody składowych głównych (PCA) mamy możliwość uzyskania liniowego przekształcenia zmiennych, w związku z czym redundantna informacja jest redukowana, co pozwala uzyskać bardziej wiarygodny model diagnostyczny. Obiektem wybranym do badań, prezentowanym w naszym referacie, jest przekładnia zębata. Konkludując, metoda przedstawiona w tym referacie unika potrzeby wykonywania czasochłonnych i kosztownych modeli analitycznych. Możliwe jest oszacowanie typu i stopnia uszkodzenia przekładni zębatej na podstawie odpowiednio przygotowanego, wymiarowo zredukowanego sygnału wibroakustycznego, bez wykonywania modeli symulacyjnych.

Słowa kluczowe: Diagnostyka wibroakustyczna, analiza składowych głównych (PCA), rozkładu macierzy względem wartości własnych (SVD).

USE OF PRINCIPAL COMPONENTS IN MACHINERY DIAGNOSTICS.

One of method of defects evolution early stages diagnostic and prediction, is the correlation of the objective technical condition with the diagnostic parameter received from the vibroacoustic signal. Principal Components Analysis (PCA) offers an approach for linear transformation of the problem variables so that the redundant information is reduced and the diagnostic model is more easily extracted. The product chosen for the investigation presented in this paper is a gear. To conclude, the method presented here avoids the need for performing analytical model which are time consuming and costly. It is possible to estimate the type and stage of defect to any gear vibroacoustic signal from the objective parameters of the specially prepared signal without performing simulation models.

Keywords: Vibroacoustic diagnostic, Principal Components Analysis (PCA), Singular Value Decomposition (SVD)

1. WPROWADZENIE

Szczególne miejsce wśród metod diagnostyki wibroakustycznej zajmują problemy wczesnego wykrywania uszkodzeń. Zauważmy, że proces formowania się uszkodzeń może prowadzić zarówno do intensyfikacji zjawisk nieliniowych, jak i występowania efektów niestacjonarnych, nawet, jeśli we wczesnych fazach intensywność uszkodzeń jest niewielka a przyrost poziomu drgań i hałasu pomijalny, w odróżnieniu od stanów awaryjnych. Charakterystyki częstotliwościowe otrzymywane za pomocą transformaty Fouriera na podstawie próbki o określonych rozmiarach mogą być interpretowane jako uśredniona częstotliwościowa struktura tego sygnału dla całego przedziału analizy. Szerszy opis tego zagadnienia został zawarty w pracy [1]. W tym miejscu zauważmy jedynie, że powstaniu uszkodzenia i niskoenergetycznym fazom jego

rozwoju towarzyszy najczęściej lokalne zaburzenie przebiegu sygnału, które może wywołać mierzalne zmiany częstotliwościowej struktury sygnału, na dodatek zmienne w czasie. Ten stan rzeczy skłania do sformułowania diagnozy powstawania uszkodzenia na podstawie diagnostycznej informacji przenoszonej przez niestacjonarne zaburzenia i efekty nieliniowe.

Zauważmy, że analiza niskoenergetycznego impulsowego zaburzenia wywołującego szerokopasmową odpowiedź o niewielkiej amplitudzie wymaga uwzględnienia nie tylko informacji o zmianach mocy sygnału, ale również o jego fazie, co wskazuje na konieczność wyjścia poza informacje zawarte w procesie drugiego rzędu. Bowiem o ile dostateczną charakterystyką procesu gaussowskiego o wartości średniej równej zero jest jego funkcja korelacji, to w przypadku procesów o niegaussowskich rozkładach

prawdopodobieństwa odpowiednio funkcja korelacji lub widmo mocy dostarczają jedynie częściowej informacji o procesie.

Przy dużej liczbie danych wejściowych i skomplikowanej kinematyczno-dynamicznej strukturze przekładni zębatej oraz całego układu napędowego, pomocne okazuje się zbudowanie modelu empirycznego diagnozującego stan przekładni zębatej.

Stąd coraz częściej podejmowane są próby tworzenia zależności regresyjnych, na podstawie odpowiednio zaplanowanego eksperymentu diagnostycznego. Dodatkowe możliwości związane są z zastosowaniem metod statystyki wielowymiarowej, w szczególności badanie związków korelacyjnych za pomocą PCA (Principal Components Analysis) Metoda ta pozwala określić główne składowe, opisujące podstawowe cechy zbioru, tym samym umożliwia przeprowadzenie redukcji wymiaru zbioru danych. Tak przekształcony zbiór może w następnym etapie być wykorzystany do budowy empirycznego modelu diagnostycznego. Celem pracy jest szersze omówienie toku postępowania w przypadku diagnozowania rozwoju uszkodzenia w przekładni zębatej z wykorzystaniem PCA i analiza możliwości zbudowania odpowiedniego modelu empirycznego.

2. ZASTOSOWANIE PRZEKSZTAŁCENIA PCA I SVD

Podstawową transformacją stosowaną w tym ujęciu jest Principal Components Analysis (PCA) - analiza głównych składowych. Jest to metoda statystyczna, której celem jest przekształcenie skorelowanych danych podstawowych w zbiór nieskorelowanych parametrów diagnostycznych przy użyciu macierzy kowariancji (lub macierzy korelacji). Jeżeli wektor obserwacji zapisany w postaci:

$$\mathbf{X} = x_1, x_2, x_3, \dots, x_n \quad (1)$$

będzie opisywał zmienne, wtedy PCA zdekomponuje wektor obserwacji \mathbf{X} w następujący sposób:

$$\mathbf{X} = \mathbf{TP}^T = \mathbf{t}_1\mathbf{p}_1^T + \mathbf{t}_2\mathbf{p}_2^T + \dots + \mathbf{t}_m\mathbf{p}_m^T = \sum_{i=1}^m \mathbf{t}_i\mathbf{p}_i^T \quad (2)$$

gdzie:

\mathbf{p}_i – wektory własne kowariantnej macierzy z \mathbf{X} ,

\mathbf{P} – jest zdefiniowane jako macierz wejściowa składowych głównych,

\mathbf{T} – jest macierzą wynikową składowych głównych.

Macierz \mathbf{P} daje informację do której wartości przyporządkować największą zmianę indywidualnych składowych głównych (pc) np. są to współczynniki w modelu PC [2], które

wydobywają informację ze skupiska danych i identyfikują zależności pomiędzy innymi działającymi zależnościami które są otrzymane z wyniku. Konwencjonalna droga otrzymania składowych głównych wymaga zbudowania macierzy korelacji z wartości początkowych a następnie wyliczenia wartości własnych i wektorów własnych tej macierzy. Zbudowanie takiej macierzy korelacji i wyliczenie wartości oraz wektorów własnych zajmuje rachunkowo dużo czasu.

Z tego względu do zaimplementowania PCA w budowie modelu empirycznego będziemy używać Singular Value Decomposition (SVD) czyli rozkładu macierzy względem wartości własnych. W obróbce SVD macierz danych \mathbf{X} jest zdekomponowana za pomocą następującego równania:

$$\mathbf{X} = \mathbf{U}\boldsymbol{\lambda}\mathbf{P}^T \quad (3)$$

gdzie:

\mathbf{U} – są to wektory własne,

$\boldsymbol{\lambda}$ – wartości własne,

\mathbf{P}^T – macierz wejściowa.

Podstawową zaletą SVD jest to, że wszystkie trzy macierze są uzyskane w jednej operacji bez konieczności wyliczenia macierzy kowariancji jak było opisane wcześniej. Implementacja PCA za pomocą Singular Value Decomposition pracuje w środowisku programu MATLAB [3].

3. STANOWISKO BADAWCZE

Stanowisko do przyspieszonych badań wytrzymałości zmęczeniowej zęba wyposażono w układ telemetryczny firmy ESA Messtechnik GmbH, umożliwiający transmisję danych z wirujących elementów maszyn. Układ ten wykorzystano do pomiaru naprężeń u podstawy zęba koła zębatego w badaniach zmęczeniowej trwałości na stanowisku mocy krążącej znajdującym się w IPBM PW. Opis i działanie układu zaprezentowano w pracy [4]. Czynnym elementem pomiarowym były tensometry firmy MEASUREMENTS GROUP INC o oporności $350\Omega \pm 0.2\%$, stałej $2.06 \pm 1.0\%$ i powierzchni bazowej 0.79×0.81 mm, zakresie temperatur $-75 \div 175^\circ\text{C}$, naklejone u podstawy jednego z zębów. Umożliwia to śledzenie zmian naprężeń u podstawy zęba w trakcie zbliżania się do chwili wyłamania zęba. Pomiar naprężeń w kole zębatym odbywał się w czasie rzeczywistym podczas rzeczywistej pracy przekładni (w oleju i w temperaturach do 90°C , prędkość obrotowa wału zębnika ok. 1460 obr/min).

Podkreślić należy fakt, iż ząb który uległ wyłamaniu podczas eksperymentu nie był zębem na którym naklejono tensometry.

Ze względu na istotne techniczne trudności związane z wykonywaniem pomiarów naprężeń w stopie zęba koła zębatego postanowiono sprawdzić czy istnieje możliwość powiązania zmian struktury

naprężeń ze zmianami występującymi w sygnale wibroakustycznym emitowanym przez przekładnię zębatą, a mierzonym przed akcelerometr trójosiowy zamocowany na górze korpusu przekładni. Umożliwiłoby to śledzenie zmian naprężeń koła zębatego na podstawie analizy sygnału SWA przekładni.

4. ZASTOSOWANIE TRANSFORMACJI SVD - EKSPERYMENT LABORATORYJNY

W pracy [5] autorzy przedstawili przydatność transformacji PCA do badania modulacji sygnałów wibroakustycznych, teraz zajmiemy się wykorzystaniem własności transformacji SVD do budowy parametru (symptomu) diagnostycznego.

Wyniki eksperymentu laboratoryjnego poddano przekształceniom mającym na celu uzyskanie parametru diagnostycznego, który najwierniej oddaje rozwój pęknięcia zmęczeniowego w stopie zęba.

Analizowane były: trzy kanały drganiowe drgania góry obudowy reduktora w płaszczyznach X, Y i Z; kanał z telemetrycznym pomiarami naprężeń w stopie zęba oraz trigger na wale wejściowym.

W pierwszym kroku sygnał był synchronizowany, po czym do dalszej analizy przekazywano sygnał pochodzący z jednego obrotu wału (eliminacja częstości obrotowej wału i związanych z nią zaburzeń).

Następnie z każdego z kanałów obliczana była wariancja oraz momenty trzeciego i czwartego rzędu, tworząc kolumny w macierzy wejściowej (1), a wierszami były kolejne pomiary aż do wyłamania zęba.

Tak przygotowaną macierz wprowadzono do programu SVDSYMP0, napisanego w środowisku MATLAB przez prof. Cempela [6], a bazującego na transformacji SVD (3).

Parametrem diagnostycznym, który obserwowaliśmy, był „fault symptom” – SD1 utworzony w następujący sposób:

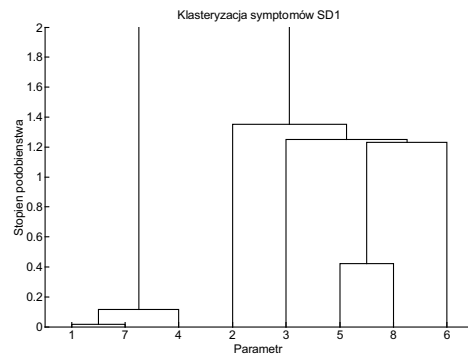
$$SD_i = \mathbf{u}_i \lambda_i \quad (4)$$

gdzie:

\mathbf{u}_i – wektory własne,

λ_i – wartości własne.

Powyższy parametr porównywaliśmy dla macierzy obserwacji utworzonej dla wszystkich kanałów i sposobów analizy statystycznej oraz dla macierzy obserwacji utworzonych odpowiednio dla poszczególnych kanałów, jak i też dla poszczególnych analiz (Rys. 1).



Rys. 1. Klasteryzacja symptomu SD1 dla wszystkich pomiarów

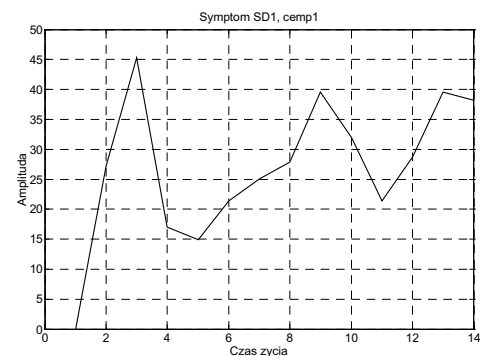
Na powyższym wykresie widzimy dwie grupy bardzo do siebie podobnych parametrów diagnostycznych utworzonych z pomiarów: 1, 7, 4 oraz 5, 8.

Do parametru utworzonego dla całej macierzy obserwacji (Rys. 2) bardzo podobne są parametry utworzone dla drgań oś X oraz momentu trzeciego rzędu. Niestety analizując powyższy parametr, nie możemy jednoznacznie stwierdzić, w którym momencie nastąpił rozwój uszkodzenia.

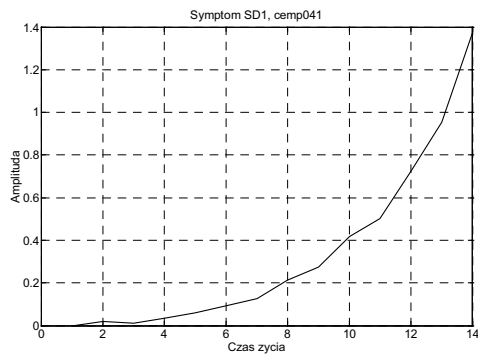
Analizując fizyczne własności naprężeń, chcieliśmy znaleźć pewien podobny przebieg określonych parametrów sygnału drganiowego. Wyzaczyliśmy parametr diagnostyczny z macierzy zbudowanej dla kanału 4 (telemetryczny pomiar naprężeń) przedstawiony na rysunku 3 oraz obliczyliśmy parametr zbudowanego z macierzy, w której zawarte były momenty czwartego rzędu obliczone dla wszystkich 4 kanałów (Rys. 4). Powyższe parametry są drugą co wartości miary podobieństwa grupą z rysunku 1 (parametr 5 i 8).

Różnorodność przebiegów symptomów wiąże się na pewno z dosyć dużym skomplikowaniem sygnału wibroakustycznego, mamy w nim dużo informacji niestacjonarnych zaburzających analizę statystyczną.

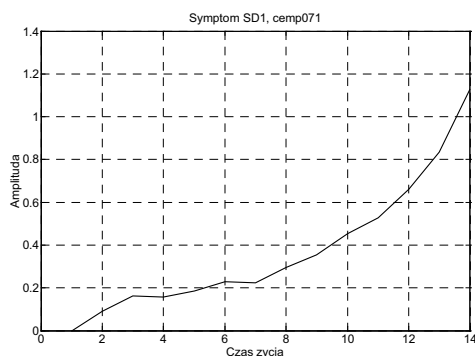
Najbardziej wiarygodną informację niesie zmiana naprężeń w kole zębatych oraz analiza statystyczna polegająca na obliczeniu momentu czwartego rzędu.



Rys. 2. Symptom SD1 z pełnej macierzy obserwacji



Rys. 3. Symptom SD1 z macierzy obserwacji dla kanału 4 (pomiar naprężeń)



Rys. 4. Symptom SD1 z macierzy obserwacji policzonej dla momentu 4-rzędu

5. WNIOSKI

Modele empiryczne mogą mieć zastosowanie w przypadkach, kiedy dysponujemy dużą liczbą zróżnicowanych danych diagnostycznych. Aby skompresować te dane i uzyskać z nich użyteczną informację diagnostyczną pomocne okazuje się zastosowanie przekształcenia SVD.

Z przedstawionych rezultatów badań wynika, że istotne znaczenie dla uzyskania fizykalnie dobrze zdefiniowanego modelu empirycznego ma właściwy dobór wejściowego wektora obserwacji.

Ważne jest aby poddać weryfikacji tak utworzoną macierz diagnostyczną aby w pełni wykorzystać możliwości wykrycia informacyjnego parametru diagnostycznego.

Istotną korzyścią takiego zastosowania metody było znalezienie związku pomiędzy opracowanym parametrem a stanem technicznym, w tym przypadku zależności pomiędzy wzrostem parametru opisującego naprężenia a rozwojem pęknięcia w stopie zęba koła zębatego.

Na uzyskanie zadowalających rezultatów znaczny wpływ miało:

- przeprowadzenie wstępnej, uszkodzeniowo-zorientowanej analizy,
- wybranie odpowiedniej, informacyjnie istotnej macierzy diagnostycznej zawierającej w pierwszym przypadku informację na temat zmiany naprężeń w

stopie zęba, a w drugim obliczony moment czwartego rzędu ze wszystkich kanałów.

LITERATURA

- [1].Cempel C.: (1989) Diagnostyka wibroakustyczna maszyn, PWN, Warszawa.
- [2].Baydar N, Ball A.: (2001) Detection of Gear Failures Using Wavelet Transform and Improving its Capability by Principal Component Analysis. Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management, Elsevier Science Ltd.
- [3].Wise M.B., Gallagher N.B.: (2000) PLS_Toolbox 2.1 for use with MATLAB. Users Manual.
- [4].Radkowski S., Zawisza M.: (2003) Wykorzystanie sygnału wibroakustycznego w badaniu powstawania i rozwoju pęknięcia zmęczeniowego u postawy stopy zęba w przekładni zębatej, XXX Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka, 61.
- [5].Jasiński M., Radkowski S.: (2003) Signal Preparation for the Method of Principal Components, Machine Dynamics Problems, Vol. 27, No 3, 79÷92.
- [6].Cempel C.: (2003) Multidimensional Condition Monitoring of Mechanical Systems in Operation, Mechanical Systems and Signal Processing 17(6), 1291÷1303.



Prof. Stanisław RADKOWSKI profesor Instytutu Podstaw Budowy Maszyn PW kierownik zespołu Diagnostyki Technicznej i Analizy Ryzyka. Prezes Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. W pracy naukowej zajmuje się diagnostyką wibroakustyczną i analizą ryzyka technicznego



mgr inż. Marcin JASIŃSKI asystent w Pracowni Wibroakustyki Instytutu Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. W pracy naukowej zajmuje się diagnostyką wibroakustyczną i modelami empirycznymi.

DZIAŁANIE PODZESPOŁÓW STERUJĄCYCH UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH W NISKICH TEMPERATURACH OTOCZENIA W WARUNKACH ZASILANIA GORĄCYM CZYNNIKIEM ROBOCZYM

Ryszard JASIŃSKI

Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, Katedra Hydrauliki i Pneumatyki
Gdańsk ul. Narutowicza 11/12, tel.: 58-3472932, Email: rjasinsk@pg.gda.pl

Streszczenie

Podczas eksploatacji układów hydraulicznych w niskich temperaturach otoczenia powstaje cały szereg trudności ich prawidłowego działania. Może wystąpić między innymi przypadek rozruchu wychłodzonych podzespołów sterujących i wykonawczych zasilanych olejem (nawet gorącym) o temperaturze przewyższającej temperaturę podzespołu. Nagły dopływ gorącego oleju do oziębionego podzespołu hydraulicznego (np. rozdzielacza czy silnika) powoduje tzw. „szok termiczny”, któremu towarzyszy niejednakowe nagrzewanie się elementów tego podzespołu w czasie, wskutek różnych cech konstrukcyjnych i własności materiałowych. Przebieg temperatury poszczególnych elementów podzespołu hydraulicznego wywołany warunkami szoku termicznego jest różny. Powoduje to różną w czasie rozszerzalność cieplną elementu podzespołu wpływając na wielkość luzów w procesie przejściowym i może wywołać nieprawidłową pracę całego układu hydraulicznego.

Słowa kluczowe: napędy hydrostatyczne, elementy sterujące, procesy cieplne

PERFORMANCE OF HYDRAULIC CONTROL SYSTEMS FED WITH HOT WORKING FLUID IN LOW AMBIENT TEMPERATURES

Abstract:

Many problems may be encountered when hydraulic systems are operated in low ambient temperatures. Among them there may be a case of starting-up frozen controls and actuators supplied with oil of temperature higher (even hot) than the temperature of a hydraulic element. An abrupt flow of the hot oil into the frozen hydraulic element (eg directional valve or motor) causes so called “thermal shock”, which is accompanied by a non-uniform heating of the element’s parts caused by different material and structure properties. The thermal shock causes different temperature responses in particular parts of a hydraulic element. Different thermal expansion of those parts influences height of clearances during this transient process and may jeopardize the performance of the whole hydraulic system.

Key-words: hydrostatic drive, controls, thermal processes

1. WPROWADZENIE

Podczas zasilania gorącym czynnikiem roboczym wychłodzonych zaworów jest obawa wystąpienia ich nieprawidłowego działania. Taka sytuacja może mieć miejsce podczas uruchomienia oziębionej wciągarki na pokładzie statku, który znajdował się w obszarze koła podbiegunowego.

Przeprowadzone badania zaworów miały na celu potwierdzić te przypuszczenia, ustalić rodzaj nieprawidłowości i ich bezpośrednie przyczyny. W konsekwencji pozwoliło to określić zdolność wybranych zaworów do prawidłowej pracy w określonych warunkach.

2. PRZYCZYNY NIEPRAWIDŁOWEGO DZIAŁANIA ZAWORÓW W WARUNKACH SZOKU TERMICZNEGO

Najczęściej występującymi podzespołami sterującymi w układach hydraulicznych maszyn i urządzeń są rozdzielacze i zawory przelewowe.

W wielu zaworach podstawowym elementem jest suwak. Przyczyną nieprawidłowego działania większości zaworów w warunkach szoku termicznego jest nieprawidłowa współpraca suwaka i tulei cylindrycznej korpusu zaworu, gdzie może dojść do zaniku luzu promieniowego.

Przepływający przez oziębiony zawór gorący olej będzie powodował jego nagrzewanie. Suwak posiadający wielokrotnie mniejszą masę niż korpus, a więc i pojemność cieplną, będzie nagrzewał się

szybciej. Wraz z temperaturą szybciej będą wzrastały jego wymiary, co może doprowadzić do likwidacji jego luzu w korpusie. Jak wiadomo luzy te są bardzo małe ze względu na przecieki proporcjonalne do ich trzeciej potęgi, a ograniczenie swobodnego rozszerzania wiąże się z powstawaniem dużych reakcji między elementami. Powstaną znaczne siły tarcia utrudniające, czy wręcz uniemożliwiające ich przemieszczanie się względem siebie.

Aby stwierdzić istnienie takiego problemu wystarczy wziąć pod uwagę wzór opisujący rozszerzalność liniową ciał:

$$\Delta l = \alpha \cdot l \cdot \Delta T \quad (1)$$

gdzie: Δl - przyrost długości,
 α [1/K] - współczynnik cieplnej rozszerzalności liniowej,
 l - długość początkowa,
 ΔT - przyrost temperatury

i obliczyć o jaką temperaturę należy podgrzać suwak (np. o średnicy 19mm), aby liniowy przyrost jego średnicy był równy jego początkowemu luzowi w korpusie. Podstawiając do powyższego wzoru $l = 19\text{mm}$, $\Delta l_{\min} = 7,5\mu\text{m}$, $\Delta l_{\max} = 23,5\mu\text{m}$, $\alpha = 11,9 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$ (dla stali w 20°C), otrzymuje się:

- dla minimalnego luzu $\Delta T = 33,2\text{K}$,
- dla maksymalnego luzu $\Delta T = 103,9\text{K}$.

Z tego wynika, że niezbyt wielka przewaga temperatury suwaka nad temperaturą korpusu doprowadzi do zupełnego wykasowania luzu. Zjawisku temu sprzyjać będzie to, że suwak i korpus wykonane są z różnych materiałów, czyli o różnym współczynniku rozszerzalności liniowej.

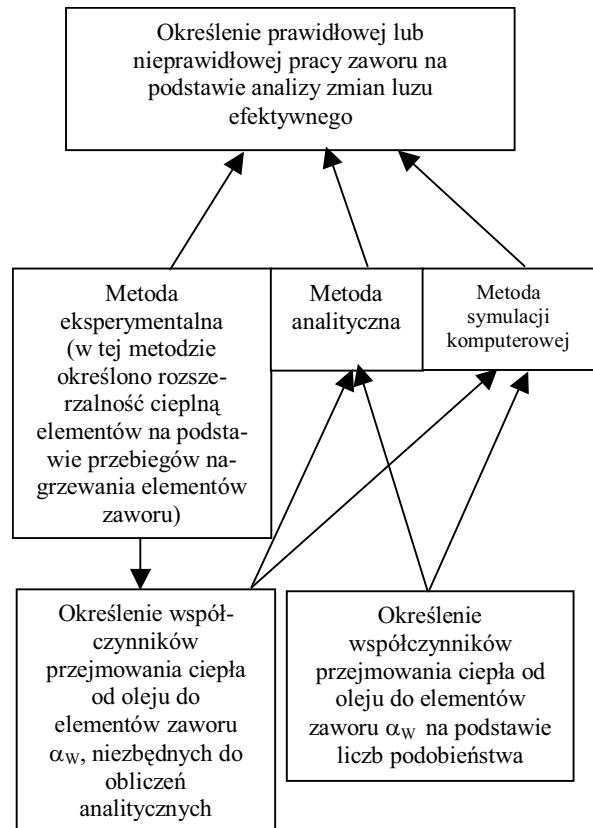
Oprócz szoku termicznego mogą wystąpić usterki związane z dużą lepkością oleju w niskich temperaturach i związanym z tym utrudnionym przepływem przez dławiki, szczeliny, kanały itp.

3. METODY OKREŚLANIA EFEKTYWNEGO LUZU ZAWORÓW HYDRAULICZNYCH [1]

Prawidłowe działanie zaworu w warunkach szoku termicznego można określić na podstawie analizy zamiany efektywnego luzu promieniowego. Luz ten można określić kilkoma metodami przedstawionymi na rys. 1.

Za pomocą badań eksperymentalnych można na podstawie przebiegów temperatur określić tempa nagrzewania, współczynniki przyjmowania ciepła od oleju do elementów zaworów.

Wykorzystując te dane oraz przyjmując warunki początkowe można określić przebiegi temperatur elementów zaworów za pomocą metody analitycznej lub symulacji komputerowej MES.



Rys. 1. Metody określające wartość efektywnego luzu pomiędzy współpracującymi elementami

W metodzie analitycznej korzysta się z zależności określającej przebieg temperatury elementu zaworu w czasie:

$$T_E = T_{ol} - (T_{ol} - T_{ot})e^{-\sigma_E \tau} \quad (2)$$

gdzie:

T_E - temperatura elementu, T_{ol} - temperatura oleju,

T_{ot} - temperatura otoczenia $\sigma_E = \frac{\alpha_E \cdot F_E}{m_E \cdot c_s}$ - tempo

nagrzewania, (α_E - współczynnik przyjmowania ciepła od oleju do elementu, F_E - powierzchnia wymiany ciepła, m_E - masa elementu, c_s - ciepło właściwe), τ - czas od momentu zasilenia gorącym olejem zawór.

Te dane posłużą do określenia różnicy Δl_t rozszerzalności cieplnej współpracujących elementów, a następnie do wyznaczenia luzu efektywnego pomiędzy tymi elementami.

Różnice rozszerzalności cieplnej liniowej np. korpusu wykonanego z żeliwa i suwaka wykonanego ze stali oblicza się z zależności (3):

$$\Delta l_t = l \cdot (\alpha_s \cdot T_s - \alpha_z \cdot T_k) \quad (3)$$

gdzie: α_s , α_z - współczynnik rozszerzalności liniowej stali i żeliwa, l - wysokość elementu, T_s - temperatura suwaka, T_k - temperatura korpusu.

Jeżeli otrzymane wartości luzu efektywnego w czasie zasilania gorącym olejem oziębionego zaworu są dodatnie ($l_e > 0$) to można stwierdzić, że przy tych warunkach zawór będzie pracował prawidłowo.

Metoda symulacji komputerowej polega na obliczeniach numerycznych rozkładu pól temperatury na podstawie warunków brzegowych i początkowych. Obecnie znanych jest wiele metod dyskretyzacji układów ciągłych. Do najważniejszych i najbardziej rozpowszechnionych zaliczyć można metodę różnic skończonych i metodę elementów skończonych. Istnieje kilka podstawowych programów obliczeniowych MES, jak: NASTRAN, ABAKUS, ANSYS, COSMOS/M i inne.

Metoda eksperymentalna jest metodą najskuteczniejszą ze wszystkich, gdyż za jej pomocą można określić dopuszczalne warunki szoku termicznego, dla których zawór będzie prawidłowo pracował w czasie zasilania gorącym olejem.

Inne metody, czyli metoda analityczna i symulacji komputerowej, umożliwiają określanie parametrów początkowych pracy zaworu (temperatury gorącego oleju zasilającego zawór i zimnego zaworu oraz natężenia przepływu), dla których zawór będzie pracował prawidłowo, szybciej i z mniejszym nakładem finansowym. Jednak metoda analityczna i symulacji komputerowej jest mniej dokładna od metody eksperymentalnej określenia obszaru parametrów zasilania zaworu w warunkach szoku termicznego.

4. BADANE ZAWORY [2]

W laboratorium Katedry Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej przebadano następujące zawory:

- **4WEH16C33/6AW220-50** - rozdzielacz dwustopniowy firmy REXROTH (rys. 3),
- **UZPP16** - zawór przelewowy pośredniego działania firmy PONAR WADOWICE (rys. 4),

O ich wyborze zdecydowały następujące argumenty:

1. Oba zawory należą do dwóch różnych grup zaworów; rozdzielacz do zaworów sterujących kierunkiem przepływu, a zawór przelewowy do zaworów sterujących ciśnieniem.
2. Są to dwa najczęściej spotykane elementy, wykorzystywane niemal we wszystkich układach hydrostatycznych.
3. Zawór przelewowy o działaniu pośrednim (występuje współpraca suwaka z tuleją cylindryczną korpusu) jest bardziej narażony na szok termiczny, niż o działaniu bezpośrednim.

5. WIELKOŚCI MIERZONE

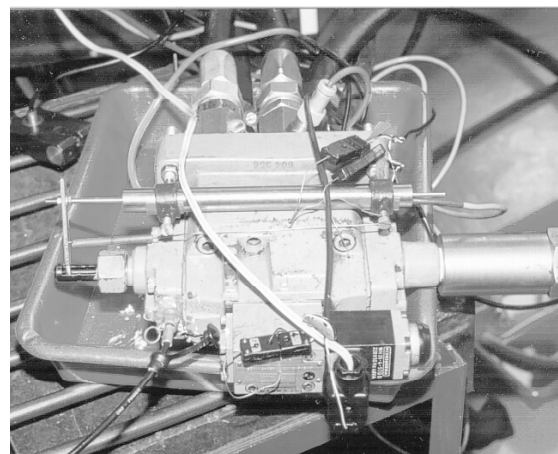
Określono i zilustrowano zjawisko szoku termicznego na podstawie charakterystyk zarejestrowanych następujących wielkości:

- $p_1(\tau)$ - ciśnienie na wejściu do zaworu,
- $p_2(\tau)$ - ciśnienie na wyjściu z zaworu (zawór przelewowy),
- $p_{st}(\tau)$ - ciśnienie sterowania (rozdzielacz)
- $s(\tau)$ - przemieszczenie suwaka (rozdzielacz),
- $Q(\tau)$ - natężenie przepływu, zmierzone przy pomocy przepływomierza turbinkowego,
- $T_{cht.}$ - temperatura początkowa w komorze chłodniczej,
- $T1(\tau)$ - temperatura oleju na dopływie do zaworu, zmierzona przy pomocy czujnika platynowego,
- $T2(\tau)$ - temperatura oleju na odpływie z zaworu, zmierzona przy pomocy czujnika platynowego,
- $Tmp1(\tau), Tmp2(\tau), \dots, Tmp8(\tau)$ - temperatury w poszczególnych miejscach zaworu zmierzone przy pomocy termopar.

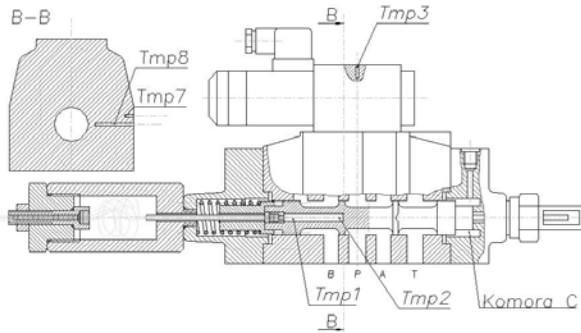
Czujniki termoparowe zostały umieszczone w miejscach mniej oraz bardziej oddalonych od źródeł ciepła. Pozwoliło to lepiej określić rozkład temperatury badanych elementów. Przy rozmieszczaniu kierowano się także tym, aby kilka czujników znajdowało się w tym samym przekroju poprzecznym suwaka i korpusu. Chodziło tu o określenie temperatur w miejscach współpracy rozszerzających się termicznie elementów.

W zaworze przelewowym *UZPP16* wykonano badania modelowe pomiaru temperatury suwaka przy temperaturze oleju, otoczenia i natężeniu przepływu zbliżonym do zarejestrowanych w trakcie, kiedy była przeprowadzana próba poprawności działania zaworu.

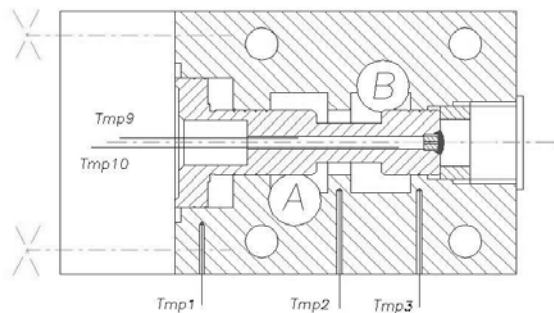
Na rys. 2 przedstawiony jest rozdzielacz *4WEH16C33/6AW220-50* przygotowany do badań. Widać sposób połączenia czujnika przemieszczeń liniowych z trzpieniem suwaka.



Rys. 2. Rozdzielacz *4WEH16C33/6AW220-50* przygotowany do badań.



Rys. 3. Rozdzielacz przygotowany do badań: Tmp1, Tmp2, Tmp3, Tmp7, Tmp8 - miejsca pomiaru temperatury

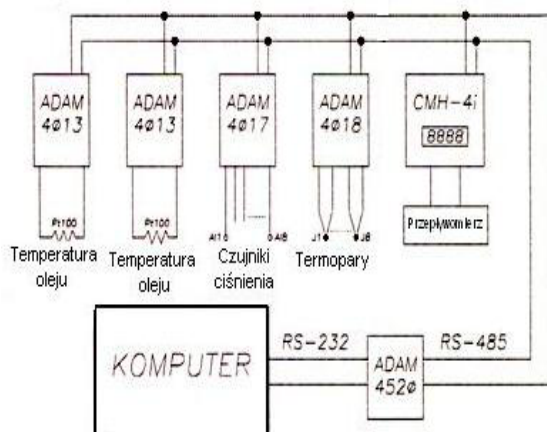


Rys. 4. Zawór przelewowy UZPP16 przygotowany do badań: Tmp1, Tmp2, Tmp3 – miejsca pomiaru temperatury termoparami

5. STANOWISKO BADAWCZE

5.1 Układ pomiarowy

Przebiegi wszystkich mierzonych wielkości zostały zarejestrowane przez komputer za pomocą programu *VisiDAQ* (rys. 5).



Rys. 5. Schemat blokowy instalacji akwizycji danych stanowiska badawczego (przedstawiono tylko elementy wykorzystane w trakcie badań zaworów)

5.2 Układ hydrauliczny

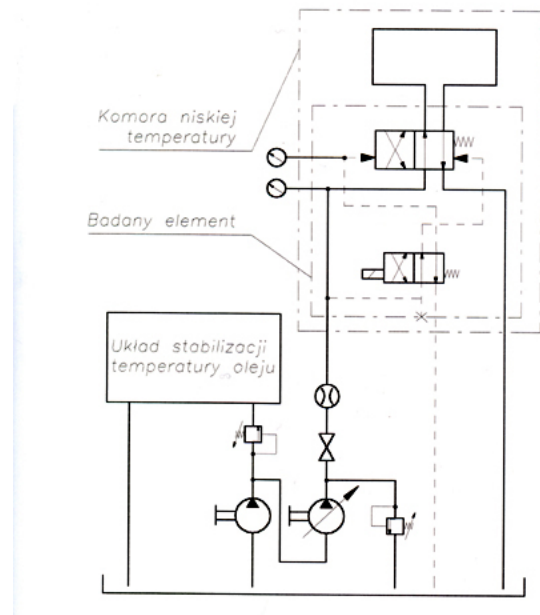
Badania zaworów w warunkach szoku termicznego zostały przeprowadzone na stanowisku Katedry Hydrauliki i Pneumatyki Wydziału Mechanicznego z wykorzystaniem komory niskich temperatur. Komora pozwala uzyskać temperaturę do $-38\text{ }^{\circ}\text{C}$ bez cyrkulacji powietrza.

Właściwa temperatura oleju została uzyskana dzięki układowi automatycznej stabilizacji temperatury.

Na rysunku 6 widoczny jest schemat hydrauliczny stanowiska do badania rozdzielacza. Wykorzystane tu zostały dwie pompy: pompa główna, (wielotłoczkowa o zmiennej wydajności) i pompa śrubowa, zasilająca pompę główną oraz obieg stabilizacji temperatury.

Zawory połączone były z układem hydraulicznym za pomocą przewodów elastycznych, przy czym część przewodów znajdowała się w komorze niskiej temperatury (po ok. 400 mm na każdy przewód). Przewód łączący wejścia A i B w rozdzielaczu 4WEH16C33/6AW220-50 miał długość 800 mm i znajdował się w całości w komorze.

Czujniki ciśnienia znajdowały się poza komorą.



Rys. 6. Schemat stanowiska do badania rozdzielacza 4WEH16C33/6AW220

6. WYNIKI BADAŃ ZAWORÓW [2]

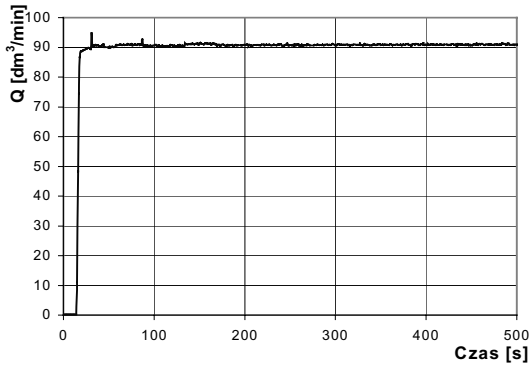
6.1 Wyniki badań rozdzielacza

Zostały przeprowadzone próby poprawności działania rozdzielacza. Jego prawidłowe działanie w warunkach szoku termicznego powinno objawiać się natychmiastową zmianą położenia suwaka po pojawieniu się bądź zaniku ciśnienia sterującego w komorze C.

Wykonano kilkanaście pomiarów w różnych warunkach.

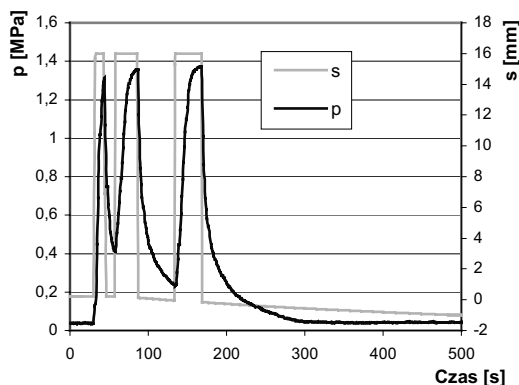
Jeden z tych pomiarów przeprowadzono w następujących warunkach:

- temperatura komory chłodniczej $T_{chl} = -24^{\circ}\text{C}$,
- ciśnienie oleju na wejściu $p_{we} = 1,25\text{MPa}$,
- natężenie przepływu $Q = 91\text{ dm}^3/\text{min}$ (rys. 7),
- temperatura oleju $T_{ol} = 54,6^{\circ}\text{C}$ (rys. 9).

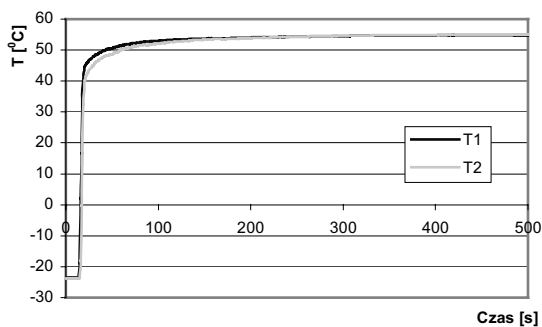


Rys. 7. Przebieg natężenia przepływu mierzonego na wejściu do rozdzielacza

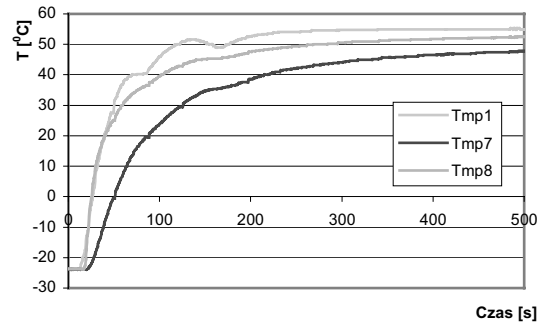
Zmiana położenia suwaka pod wpływem ciśnienia sterującego została przedstawiona na rys. 8 w postaci przebiegów w funkcji czasu.



Rys. 8. Zmiana położenia suwaka pod wpływem ciśnienia sterującego (ciśnienie sterowania w komorze C (rys. 3) – p, przemieszczenie suwaka – s)

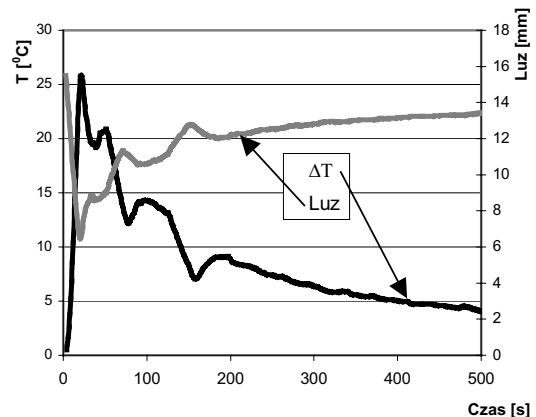


Rys. 9. Przebieg temperatur oleju na dopływie T1 i wypływie T2 z rozdzielacza



Rys. 10. Zestawienie przebiegów temperatur suwaka i korpusu (termopara umieszczona we wnętrzu suwaka Tmp1, termopara umieszczona w korpusie: płytka Tmp7, głęboko Tmp8)

Na podstawie otrzymanych przebiegów temperatury, przedstawionych między innymi na rys. 10, określono średnią temperaturę korpusu i suwaka. Korzystając z zależności 3 wyznaczono efektywny luz pomiędzy suwakiem i korpusem w funkcji czasu (luz początkowy $l_0 = 17\text{ }\mu\text{m}$). Na podstawie charakterystyki efektywnego luzu suwaka i korpusu (rys. 11) można stwierdzić, że rozdzielacz będzie działał prawidłowo. W momencie, kiedy różnica temperatury suwaka i korpusu była największa, efektywny luz wynosił około $11\text{ }\mu\text{m}$, czyli luz początkowy zmniejszył się tylko o $6\text{ }\mu\text{m}$.



Rys. 11. Różnica temperatury suwaka i korpusu oraz luz efektywny pomiędzy suwakiem i korpusem w funkcji czasu

Dla wszystkich prób zasilania gorącym czynnikiem oziębionego rozdzielacza nie stwierdzono nieprawidłowego jego działania.

6.2 Wyniki badań zaworu przelewowego UZPP16

Zostało przeprowadzonych kilkanaście prób działania oziębionego zaworu przelewowego UZPP16 w warunkach zasilania gorącym olejem.

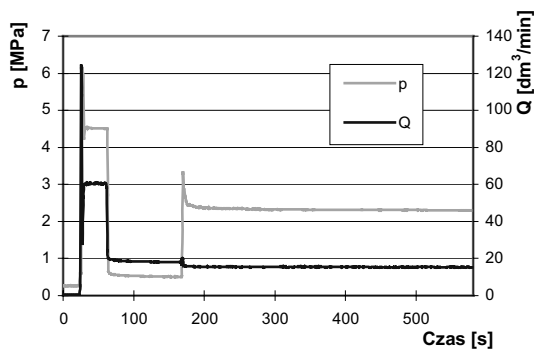
Podczas kilku prób zawór ten działał nieprawidłowo.

Parametry badań zaworu przelewowego, w którym badany zawór działał nieprawidłowo:

- temperatura komory chłodniczej $T_{\text{chl}} = -34^{\circ}\text{C}$,
- temperatura oleju $T_{\text{ol}} = 44^{\circ}\text{C}$,
- natężenie przepływu Q (rys. 12).

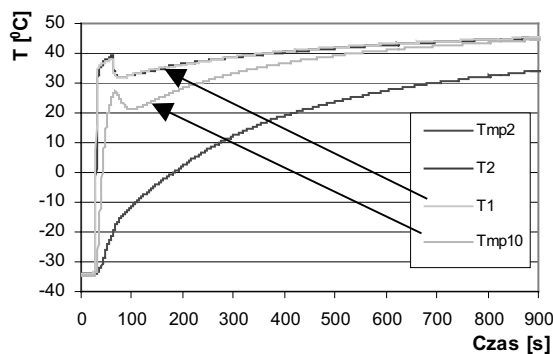
Znany jest wpływ natężenia przepływu na ciśnienie utrzymywane przez zawór przelewowy. Przy zwiększaniu natężenia przepływu nastawione ciśnienie nieco wzrasta, a przy zmniejszaniu spada o pewną wartość. Powodem tego są straty miejscowe zaworu zależne od prędkości przepływu oraz to, że siła sprężyny działającej na suwak zależy od jej ugięcia.

Dlatego, aby stwierdzić czy suwak uległ zakleszczeniu, w trakcie badań zmieniano wartość natężenia przepływu. Przebieg ciśnienia podczas zmieniającego się natężenia przepływu przedstawiono na rys. 12.



Rys. 12. Przebieg ciśnienia utrzymywanego przez zawór w czasie zmieniającego się natężenia przepływu.

Po upływie około 40 sekund od momentu zasilania zaworu gorącym czynnikiem, zmniejszono w sposób skokowy natężenie przepływu (rys. 12). Spowodowało to gwałtowny spadek ciśnienia świadczący o zablokowaniu się suwaka w korpusie, ponieważ szczelina dławiąca nie dostosowała swoich wymiarów do nowych warunków zasilania. Zakleszczenie suwaka (nieprawidłowa praca zaworu) trwało około 100 sekund (rys. 12).



Rys. 13. Przebieg temperatury oleju na wejściu T1, wyjściu T2 z zaworu oraz suwaka Tmp10 i korpusu Tmp2

Na podstawie przebiegów temperatury suwaka i korpusu (rys. 13) oraz korzystając z zależności 3, można stwierdzić, że wystąpiła tak duża różnica temperatur suwaka i korpusu, która wynosiła około 50°C , że spowodowała wykasowanie luzu pomiędzy suwakiem (średnica suwaka 20 mm) i korpusem (luz początkowy $l_0 = 12 \mu\text{m}$).

7. WNIOSKI KOŃCOWE

- Zasadniczym czynnikiem konstrukcyjnym, decydującym o dopuszczalnych parametrach działania zaworów w warunkach szoku termicznego, jest efektywny luz określający wysokość szczeliny między powierzchniami współpracujących elementów. Dla badanych zaworów jest to efektywny luz promieniowy między suwakiem a tuleją cylindryczną korpusu.
- Zasilenie gorącym olejem, w sposób skokowy, zaworu w warunkach szoku termicznego powoduje zmianę luzu efektywnego na skutek różnic w rozszerzalności cieplnej elementów.
- Metodą symulacji komputerowej lub analityczną można ocenić działanie zaworów hydraulicznych w warunkach szoku termicznego.
- Badany rozdzielacz działał prawidłowo w warunkach szoku termicznego przy zasilaniu nominalnym natężeniem przepływu i różnicy temperatur oleju i zaworu w chwili początkowej 80°C , natomiast zawór przelewowy działał nieprawidłowo przy różnicy temperatur 78°C .
- Projektanci układów hydraulicznych powinni pamiętać o możliwości wystąpienia nieprawidłowej pracy elementów hydraulicznych, wykorzystywanych w urządzeniach i maszynach pracujących, w warunkach niskich temperatur otoczenia.

LITERATURA

- [1] Balaweder A., Jasiński R. i inni: Badania Własne, Politechnika Gdańska, Gdańsk 2002.
- [2] Jasiński R.: Działanie wolnoobrotowych silników hydraulicznych w warunkach szoku termicznego. Praca doktorska, promotor: A. Balaweder. Gdańsk 2002.

STATISTICAL ANALYSIS OF RAIL ELECTROMAGNETIC TESTING SIGNALS

Ihor JAVORSKIJ^{1,2}, Ihor ISAYEV², Vitalij NICHOGA²,
George TROKHIM², Eugeniusz GRUDZIŃSKI³

¹ Academy of Technology and Agriculture, Department Telecommunications and Electronics

Al. Prof. S.Kaliskiego, 7, 85-796, Bydgoszcz, Poland; Fax: +48/52/3408808; e-mail: javor@atr.bydgoszcz.pl

² Physico-Mechanical Institute of NAS of Ukraine, Department of Selection and Processing of Stochastic Signals

Naukova str., 5, 79601, Lviv, Ukraine; Fax +380322633355;

e-mail: iavor@ipm.lviv.ua, isayev@ipm.lviv.ua, nich@ipm.lviv.ua, george@ipm.lviv.ua

³ Electromagnetic Environment Protection Laboratory, Technical University of Wrocław,

Wyspianskiego 27, 50-370 Wrocław, Poland, E-mail: gienek@zr.ita.pwr.wroc.pl

Summary

The statistical approach to the rail testing tasks is preserved. The rail testing signals are obtained using the magneto-dynamical selecting method on the Lviv railway track section (Ukraine). The stationary frequency ranges for signals from typical non-faulted and faulted rails are investigated. The frequency range corresponding to defects image display is established. The basis of periodically correlated random processes (PCRP) and the scope of tasks which appear in rail testing using the PCRP methods analysis are stated. The complex of defect rail signals non-stationary correlation analysis is carried out. The possibilities of using the PCRP methods for separating the defect useful signal and localizing the defects on the early stage of their growth are shown.

Key words: rail testing, periodically correlated random processes, spectral density, variance

ANALIZA STATYSTYCZNA SYGNAŁÓW DEFEKTOSKOPII SZYN TORÓW KOLEJOWYCH**Streszczenie**

W pracy podano podejście statystyczne do problemu defektoskopii szyn torów kolejowych. Sygnały testowe otrzymane za pomocą metody magnetodynamicznej selekcji na odcinkach kolei Lwowskiej. Zbadano zakres częstotliwości sygnałów szyn z defektami i bez defektów w przybliżeniu stacjonarnym. Omówiono zasady stosowania teorii okresowo skorelowanych procesów losowych (OSPL) przy defektoskopii szyn kolejowych. Przeanalizowano wyniki niestacjonarnej analizy korelacyjnej sygnałów torów bez defektów. Wskazano możliwości stosowania metod statystyki OSPL dla wyodrębnienia sygnału użytecznego przy lokalizacji defektów torów we wczesnym stadium ich powstania.

Słowa kluczowe: defektoskopia, okresowo skorelowane procesy losowe, gęstość widmowa, wariancja

The basic tasks of the rail testing are the finding, classification, localization of the defects and estimating the dynamics of their growth. On the basis of these task solutions, the decisions on the necessity of rail loads decreasing, defect removal or pieces of rail track section replacement are accepted. By means of existing methods of testing the decisions often are taken visually depending on testing signal outward appearance [1].

At the same time the evolution of mathematical statistical signal processing methods should allow the trends to improvement the selecting signal processing results where the same process rhythmic violation is informative.

The model of stationary random processes is the most often encountered model for describing the process stochastic changes. In the framework of this

model the average process properties are described. The model of periodically correlated random process (PCRP, also known as periodically non-stationary or cyclostationary processes) is the nature unification of deterministic and stationary concepts and includes them as sample cases. The great role of periodically non-stationary model using is confirmed by modern papers in biomedical engineering, climatology, predicting theory, signal detecting and modeling.

In the framework of correlation theory the PCRP is defined as random process with periodical mean and correlation function on the parameter t [3]:

$$\begin{aligned}
 m(t+T) &= E\xi(t) = m(t), \\
 b(t+T, u) &= E \overset{\circ}{\xi}(t) \overset{\circ}{\xi}(t+u) = b(t, u), \quad (1) \\
 \overset{\circ}{\xi}(t) &= \xi(t) - m(t).
 \end{aligned}$$

There exists a wide range of elaborated methods of PCRП correlation analysis, such as coherent, component, maximum likelihood, least squares. These methods allow to estimate the random process characteristics – the mean, correlation function and their Fourier components. The properties of real nature process are described on the basis of obtained estimates.

For using the PCRП correlation and spectra analysis methods the process apriori information, in particular the precise meaning of the correlation period and the number of mean and correlation function components must be known.

When analyzing the rails testing signal using the PCRП methods the answers to a number of questions must be obtained. In particular, it is necessary to find the precise data period, to select the processing parameters and to clarify the situation with the diagnostic parameters choosing.

The hidden periodicity search is provided on the basis of sine and cosine component functional by the first or second order:

$$\hat{m}_i^{c,s}(\tau) = \frac{1}{\theta} \int_{-\theta}^{\theta} \xi(t) \left\{ \begin{array}{l} \cos l \frac{2\pi}{\tau} \\ \sin l \frac{2\pi}{\tau} \end{array} \right\} t dt, \quad (2)$$

where l is the number of mean component, θ – the realization length, $\xi(t)$ – the exploit signal, τ – the probe period.

Functional (2) reaches its maximum under the value τ which equals the precise value of correlation period.

The processing parameters choice depends on sampling step h , the number of mean N_1 and correlation function N_2 components as shown in [4].

When the following representation holds true

$$h \leq \frac{T}{2N_1 + N_2 + 1}, \quad (3)$$

where N_1 – the number of upper mean component and N_2 – the number of upper correlation component, the statistically qualitative processing results are obtained. So the sum $N_2 + 2N_1$ can not exceed

the value $\frac{T}{h} - 1$. For this reason the choice of diagnostic parameters during the analysis of real testing signals must be taken into account. The choice of diagnostic parameters must be done with regards to the tasks which arise before the investigator. Nevertheless, in any case, we must have the information about typical signal behavior in the case of defect absence.

In [5] the properties of typical non-fault rail testing signals are investigated. It is shown that the signal two mean components and four variance components are statistically significant.

Let us consider the typical rail testing signals with different structural heterogeneity. Figure 1 shows the example of testing signal with one defect.

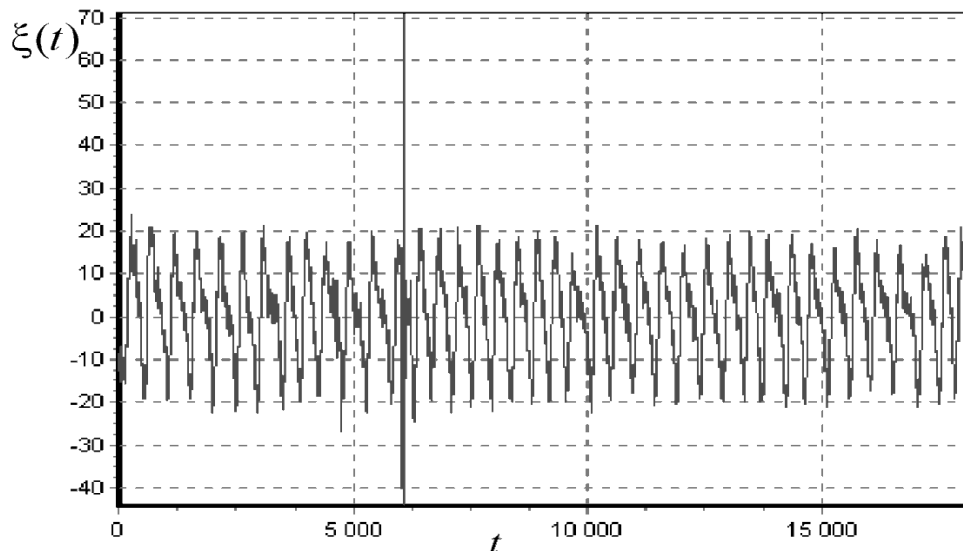


Fig. 1. Signal reflected from one fault rail

Let us carry out the analysis of this signal by means of stationary methods. The stationary correlation function can be seen in Figure 2. This

correlation function has the oscillatory character with oscillation period about 500 points. The noise component is insignificant and amounts to about

1/5 of total signal capacity. The modulated oscillatory character is testifies to the narrow band of the process.

As you can see from Figure 3, the total signal capacity is situated in the low frequency range and the main spectral density peak is situated at the frequency $\omega=0.00219$.

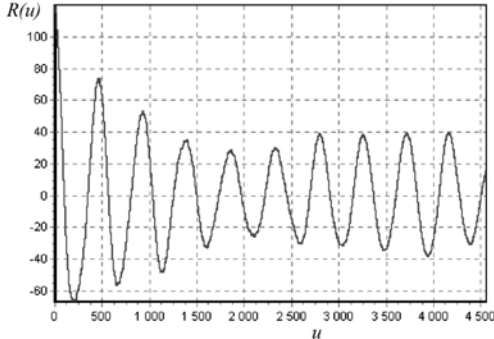


Fig. 2. Signal stationary correlation function from the fault rail

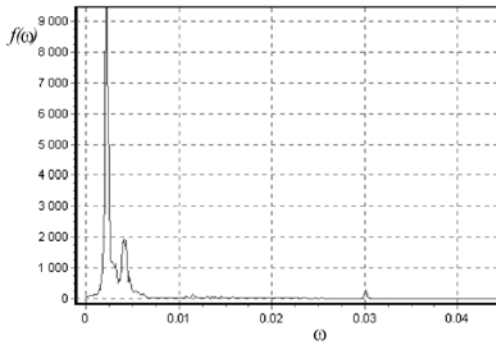


Fig.3. Fragment of signal stationary spectral density from the one-fault rail

The main signal frequencies $\omega=0.00219$ and multiple frequency $\omega=0.00438$ contain the information about non-fault rail [5], that is, the information about the defect is situated in the high frequency range. The signal filtered by means of low-frequency filter to $\omega=0.01$ is shown in Figure 4. . The signal filtered by means of high-frequency filter over $\omega=0.01$ is shown in Figure 5.

The stationary spectral density of the high-frequency filtered signal shown in Figure 5 has the following form (see Figure 6.). The spectral density peaks at the frequency $\omega=0.03$ and multiple frequencies are caused by testing car electromagnet power supply effects. The high-frequency signal with filtered multiple frequencies to $\omega=0.03$ is shown in Figure 7. Thus, the main information about defect is situated in the frequency range between $\omega=0.01$ and $\omega=0.03$.

Let us analyze the signal shown in Figure 1 by means of periodically correlated random processes (PCRP) methods. Let us use the coherent method [3] for estimating the process non-stationary mean, variance and correlation function.

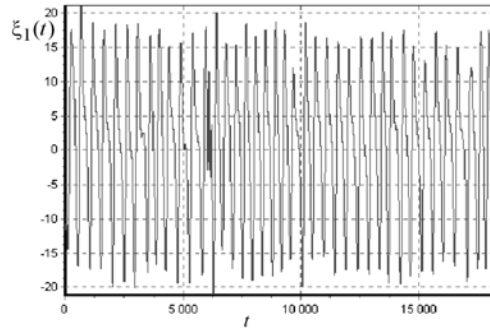


Fig.4. The low-frequency filtered signal

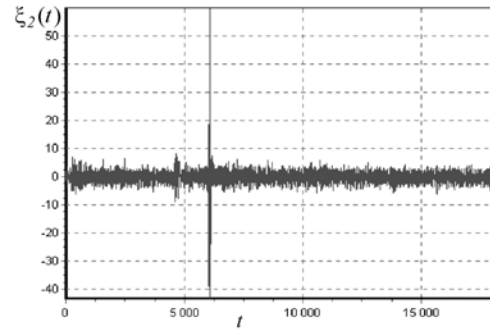


Fig.5. The high-frequency filtered signal

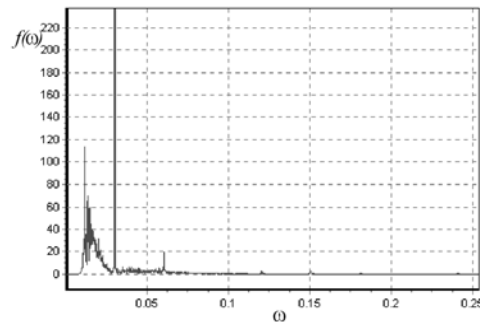


Fig.6. The stationary spectral density of high-frequency filtered signal

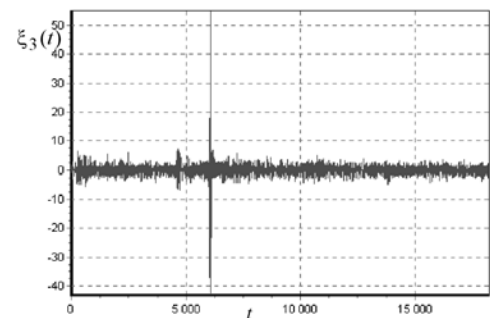


Fig.7. The high-frequency signal after filtering the multiple frequency to $\omega=0.03$

Usually the defect is shown as powered signal oscillations which are of higher frequency than regular periodical oscillations. Therefore the amplitude and number of mean components must not increase significantly (Figure 8.). But the number of significant variance components (Figure 9.) grows considerably.

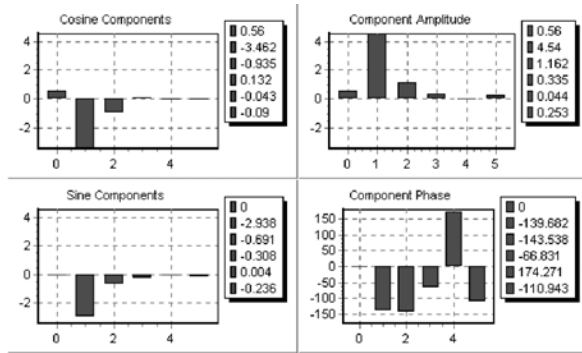


Fig.8. PCR mean components for signal with one defect

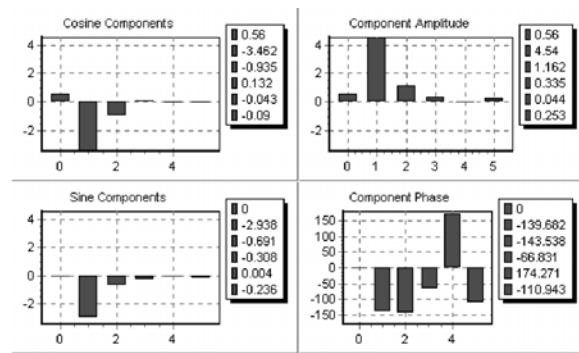


Fig.9. PCR variance components for signal with one defect

Comparing the variance components number and amplitude for prototyped rail with non-faulted case we can indicate and sort out the defect presence or absence.

Since, the PCR methods are sensitive for high-frequency changing in period periphery, using these methods is expedient for localization of the rail defects on the early stages of their rising.

REFERENCES

- [1] A.K. GUREVICH, B.P. DOVNAR, V.B. KOZLOV, etc., *Rail Non-Destructive Testing under their Exploitation and Repairing*. Under edition by A.K. GUREVICH, Moscow, Transport, 318 p., (in Russian)
- [2] I. ISAYEV, G. TROKHYM, I. JAVORSKIJ, Statistical analysis of rhythmical signals for rail testing. *Proceedings of Vth All-Ukrainian International Conference "Pattern Recognition and Image Analysis"*, Kyiv, Ukraine, November 27 – December 1 2000, pp. 113-116. (in Ukrainian)
- [3] DRAGAN Y.A.P., ROZHKOVA V.A., JAVORSKIJ I.N., *The methods of probabilistic analysis of oceanological processes rhythmics*, Leningrad, Gidrometeoizdat, 1989, 319 p. (in Russian)
- [4] ISAYEV I.Y.U., JAVORSKIJ I.N., Component analysis of time series with rhythmical structure, *Izv. VUZOV Radioelektronika*. Vol. 1, 1995, pp. 34-45. (in Russian)
- [5] ISAYEV I.Y.U., TROKHYM G.R., The properties of the signal characteristics reflected from rail electromagnetic disturbance. *Proceedings of scientific and technical conference of young scientists "Surface engineering"*, Lviv, Ukraine, 22-23 March, 2001, pp. 37-40. (in Ukrainian)

Prof. Igor JAWORSKI graduated from Lviv National University in 1969. In 1979 he defended his Doctoral thesis and in 1989 he obtained the Dr.Sci degree. He is the professor on "Mathematical Modeling and Calculating methods" since 1998. He has been a Head of Department of Selecting and Processing of Stochastic Signals since 1993. He is a Professor in Telecommunication Ins-

titute, Technical and Agricultural Academy, Bydgoszcz, Poland since 1995. He is a vice-editor of journal "Vidbir i Obrobka Informatsii" (Information Extraction and Processing, NAN of Ukraine), member of editorial board of the journal "Information Technologies and Systems" (NAN of Ukraine).

Dr Ihor ISAYEV graduated from Lviv National University in 1992. Since 1992 till present he has been working at the Physico-mechanical Institute of NAS of Ukraine. In 1998 he defended his Doctoral thesis. He is engaged in the problems of non-stationary signal processing, elaborating the statistical characteristics estimating methods, statistical processing of various nature data. Now he is working out the theoretical aspects of parametric methods of modeling for the prediction tasks.

Vitalij Nichoga is a leading scientific researcher and the manager of laboratory of primary measuring transducers of Karpenko Physico-Mechanical Institute of National Academy of Sciences of Ukraine. He graduated Radio Engineering Faculty of State University "Lvivska Politechnika" in 1960, obtained his Dr. eng. degree in 1966 and Dr. hab. degree in 1996. Investigation of electromagnetic fields and manufacturing of instrumentation for their measuring are Nichoga's main scientific interests. He has 230 publications.

George TROKHYM is a leading engineer of the Department of Selecting and Processing of Stochastic Signals of Physico-mechanical Institute of NAS of Ukraine. He graduated from National University "Lvivska Politechnika" in 1983. Now he is working out the doctoral thesis on statistical analysis of stochastic signals for the rail testing tasks.

Eugeniusz GRUDZIŃSKI is the director of Electromagnetic Environment Protection Laboratory, Technical University of Wroclaw, .He graduated Electronic Faculty of the Wroclaw University of Technology in 1973, obtained his Dr. eng. degree in 1982 and Dr. hab. degree in 1998. Investigation of electromagnetic fields and their influence on human organisms are Grudziński's main scientific interests. He has 130 publications.

KOHERENTNA ANALIZA WIDMOWA OKRESOWO SKORELOWANYCH LOSOWYCH SYGNAŁÓW WIBRACJI ŁOŻYSK TOCZNYCH

Igor JAWORSKI, Wiktor MYCHAJLYSZYN

Instytut Fizyczno-Mechaniczny NAN Ukrainy,
79601, Lwów, ul. Naukowa 5, fax 8 (0322) 63-33-55, e-mail: mykhai@ipm.lviv.ua
Instytut Telekomunikacji, Akademia Techniczno-Rolnicza
85-796 Bydgoszcz, Al. Prof. S. Kaliskiego 7, e-mail: javor@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W pracy rozpatrzono model probabilistyczny sygnałów wibracji łożysk tocznych w postaci okresowo skorelowanych procesów losowych (OSPL). Omówiono własności tego modelu i pokazano celowość jego wykorzystania przy rozwiązywaniu problemów diagnostyki łożysk tocznych. Przeanalizowano problem estymacji okresowo zmiennej gęstości widmowej OSPL i jej współczynników Fouriera przy nieznanym apriori okresie korelowalności. Opracowano koherentną metodę estymacji gęstości widmowej sygnałów wibracji. Rozpatrzono przykłady stosowania opracowanej metodologii koherentnej analizy widmowej przy diagnostyce wibracyjnej stanu łożysk tocznych wrzeciona szybkościowego.

Słowa kluczowe: okresowo skorelowane procesy losowe, gęstość widmowa, wibracje, łożysko, koherentna.

COHERENT SPECTRAL ANALYSIS FOR PERIODICALLY CORRELATED RANDOM ROLLER BEARING VIBRATION SIGNALS

Abstract

The probabilistic model of roller bearing vibrational signals in the form of periodically correlated random processes (PCRP) is considered in the paper. The properties of given approach are shown and the advisability of its using in the tasks of roller bearing unit vibrodiagnostics is analysed. The task of estimating the periodical changeable PCRP spectral density and its Fourier components with apriori unknown correlation period is formulated. The coherent method of PCRP spectral density statistical estimating are elaborated. The examples of elaborated methodology of coherent spectral estimation application for vibrodiagnostic of technical state of the highspeed spindle rolling bearing units are considered.

Keywords: periodically correlated random processes, spectral density, vibrations, bearing, coherent.

1. WPROWADZENIE

Przy tworzeniu efektywnych układów diagnostyki wibracyjnej, celowe jest badanie struktury widmowej sygnałów [1]. Modele sygnałów wibracji w postaci OSPL i ich uogólnień oraz odpowiednie metody nieparametrycznej analizy widmowej umożliwiają rozpatrzenie sygnałów wibracji i układów obrotowych, które ich generują, z punktu widzenia również ich właściwości czasowych, jak i częstotliwościowych. Podejście to może być stosowane przy uzasadnieniu oznak diagnostycznych. Gęstość widmowa OSPL $f(\omega, t)$ jest przekształceniem Fouriera funkcji autokorelacji:

$$f(\omega, t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} b(t, u) e^{-i\omega u} du.$$

Funkcja autokorelacji OSPL $b(t, u)$ nie jest funkcją parzystą względem przesunięcia u , dlatego gęstość widmowa $f(\omega, t)$ jest funkcją zespoloną:

$$f(\omega, t) = \text{Re } f(\omega, t) - i \text{Im } f(\omega, t)$$

Funkcja $\text{Re } f(\omega, t)$ opisuje rozkład chwilowej mocy na płaszczyźnie (ω, t) . Jej scałkowanie w całym zakresie częstotliwości ω daje wartość mocy chwilowej dla pewnego t .

2. KOHERENTNE ESTYMATORY WIDMOWYCH CHARAKTERYSTYK SYGNAŁÓW WIBRACJI

Estymatory chwilowej gęstości widmowej i jej współczynników Fouriera (składowych widmowych) otrzymujemy na podstawie wzorów:

$$\hat{f}(\omega, t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-u_{\max}}^{u_{\max}} \hat{b}(t, u) k(u) e^{-i\omega u} du, \quad (1)$$

$$\hat{f}_k(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-u_{\max}}^{u_{\max}} \hat{B}_k(u) k(u) e^{-i\omega u} du. \quad (2)$$

Estymatory funkcji autokorelacji znajdujemy metodą uśrednienia koherentnego

$$\hat{b}^{(1)}(t, u) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} [\xi(t+nT) - \hat{m}(t+nT)] \times [\xi(t+u+nT) - \hat{m}(t+u+nT)], \quad (3)$$

$$\hat{b}^{(2)}(t, u) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} \xi(t+nT) \xi(t+u+nT) - \hat{m}(t) \hat{m}(t+u), \quad (4)$$

gdzie

$$\hat{m}(t) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} \xi(t+nT),$$

N - liczba okresów, które zawiera odcinek realizacji. Estymatory komponentów korelacyjnych obliczmy stosując równanie

$$\hat{B}_k(u) = \frac{1}{T} \int_0^T \hat{b}(t, u) e^{-i\frac{2\pi}{T}t} dt.$$

Dyskretny estymator gęstości widmowej OSPL ma postać sumy całkowej

$$\hat{f}(\omega, t) = \frac{\Delta u}{2\pi} \sum_{n=-L}^{L-1} \hat{b}(t, n\Delta u) k(n\Delta u) e^{-i\omega n\Delta u}, \quad (5)$$

gdzie $L = \frac{u_{\max}}{\Delta u}$, Δu - przedział próbkowania, u_{\max} - punkt odcięcia korelogramu, zaś $k(n\Delta u)$ - funkcja bramki o właściwościach $k(n\Delta u) = k(-n\Delta u)$, $k(0) = 1$, $k(n\Delta u) = 0$ przy $n\Delta u > u_{\max}$. Zatem suma (5) może być przepisana w następujący sposób

$$\hat{f}(\omega, t) = \frac{\Delta u}{2\pi} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \hat{b}(t, n\Delta u) k(n\Delta u) e^{-i\omega n\Delta u}. \quad (6)$$

Próbkowanie prowadzi do dodatkowych błędów, które mogą być przeanalizowane na podstawie wzorów na obciążenie i wariancję estymatora (6).

Wartość oczekiwana estymatora gęstości widmowej (1) dla statystyk (3) i (4) odpowiednio jest równa

$$E\hat{f}^{(1)}(\omega, t) = \sum_{l \in Z} \int_{-\infty}^{\infty} f(\omega_1, t) \lambda(\omega - \omega_1 - l \frac{2\pi}{\Delta u}) \times [1 - g_1(\omega_1, N) + g(\omega_1, N)] d\omega_1, \quad (7)$$

$$E\hat{f}^{(2)}(\omega, t) = \sum_{l \in Z} \int_{-\infty}^{\infty} f(\omega_1, t) \lambda(\omega - \omega_1 - l \frac{2\pi}{\Delta u}) \times [1 - g(\omega_1, N)] d\omega_1, \quad (8)$$

gdzie

$$g(\omega, N) = \frac{\sin^2(\omega NT / 2)}{N^2 \sin(\omega T / 2)},$$

$$g_1(\omega, N) = \frac{2 \sin(\omega NT / 2) \cos(\omega T(N-1) / 2)}{N \sin(\omega T / 2)},$$

$$\lambda(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} k(u) e^{i\omega u} du. \quad (9)$$

Wzory (7) i (8) świadczą o pojawieniu się składowych, zależnych od wygładzania, jak również od skończonej długości odcinka realizacji $\theta = NT$.

Dla dyskretnego estymatora gęstości widmowej (5), jak też dla ciągłego (1), obciążenie uwarunkowane skończoną długością θ , jest proporcjonalne do szerokości funkcji bramki $k(u)$. Przy $u_{\max} \ll \theta$ ta składowa będzie mała, jednak zmniejszenie u_{\max} prowadzi do rozszerzenia funkcji wagowej $\lambda(\omega)$.

Wariancja estymatora (6) jest określona wzorem

$$D[\hat{f}(\omega, t)] = \left(\frac{\Delta u}{2\pi}\right)^2 \sum_{m, n=-L}^{L-1} R_b(t, n\Delta u, m\Delta u) \times k(n\Delta u) k(m\Delta u) e^{-i\omega(m-n)\Delta u},$$

gdzie

$$R_b(t, n\Delta u, m\Delta u) = E\hat{b}(t, n\Delta u) \hat{b}(t, m\Delta u) - E\hat{b}(t, n\Delta u) E\hat{b}(t, m\Delta u).$$

Dla dużych N wariancja estymatora gęstości widmowej (6) ma postać

$$\begin{aligned} D[\hat{f}(\omega, t)] &= D^{(1)}[\hat{f}(\omega, t)] + D^{(2)}[\hat{f}(\omega, t)], \\ D^{(1)}[\hat{f}(\omega, t)] &= \frac{2\pi}{\theta} \sum_{n, m \in Z} f(\omega + m \frac{2\pi}{\Delta u}, t) \times \\ &\quad \times f(-\omega + m \frac{2\pi}{\Delta u}, t) \times \\ &\quad \times \sum_{r \in Z} W(2\omega + (n-m) \frac{2\pi}{\Delta u} + r \frac{2\pi}{T}), \\ D^{(2)}[\hat{f}(\omega, t)] &= \frac{2\pi}{\theta} \sum_{n \in Z} f_0(-\omega + n \frac{2\pi}{\Delta u}) \times \\ &\quad \times \sum_{p \in Z} \operatorname{Re} f(\omega - n \frac{2\pi}{\Delta u} + p \frac{2\pi}{T}, t) \times \\ &\quad \times \int_{-\infty}^{\infty} \lambda^2(\omega + \omega_2 - n \frac{2\pi}{\Delta u}) d\omega_2, \end{aligned}$$

gdzie

$$W(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} k^2(u) e^{-i\omega u} du.$$

Jeśli $\Delta u < \frac{2\pi}{\omega_{\max}}$, to różnica między wartościami dyskretnego (6) i ciągłego estymatora (1) gęstości widmowej będzie bardzo mała. Dyskretny estymator składowych widmowych ma postać

$$\hat{f}_k(\omega) = \frac{\Delta u}{2\pi} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \hat{B}_k(n\Delta u) k(n\Delta u) e^{-i\omega n\Delta u}. \quad (10)$$

Przy koherentnej metodzie uśrednienia [2] estymatory komponentów korelacyjnych określone są równaniami:

$$\hat{B}_k^{(1)}(n\Delta u) = \frac{1}{K} \sum_{p=0}^{K-1} [\xi(ph) - \hat{m}(ph)] \times$$

$$\times [\xi(ph + n\Delta u) - \hat{m}(ph + n\Delta u)] e^{-ik \frac{2\pi}{M+1} p},$$

$$\hat{B}_k^{(2)}(n\Delta u) = \frac{1}{K} \sum_{p=0}^{K-1} [\xi(ph)\xi(ph + n\Delta u) -$$

$$- \hat{m}(ph)\hat{m}(ph + n\Delta u)] e^{-ik \frac{2\pi}{M+1} p},$$

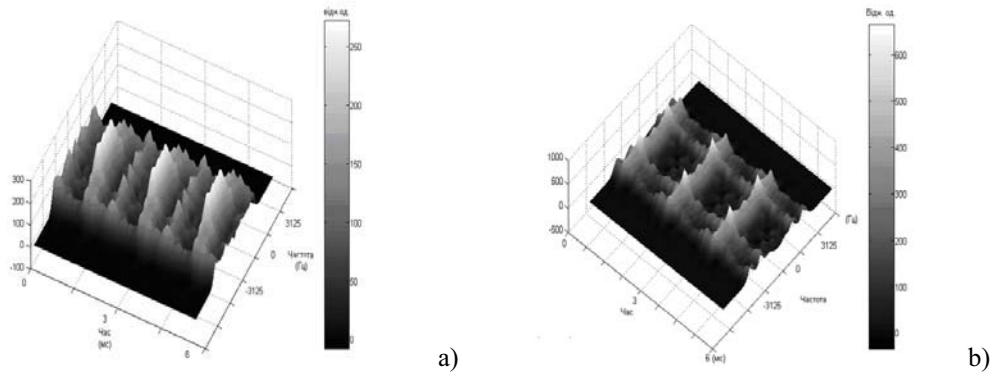
gdzie $K = N(M+1)$, $M+1 = T/h$. Aby uniknąć nakładania przy estymacji składowych korelacyjnych, przedział próbkowania należy wybierać zgodnie z warunkiem $h \leq \frac{T}{2N_2 + 1}$, gdzie N_2 - numer najwyższej składowej korelacyjnej.

Otrzymane wyrażenia analityczne umożliwiają obliczenie wskaźników jakości estymacji charakte-

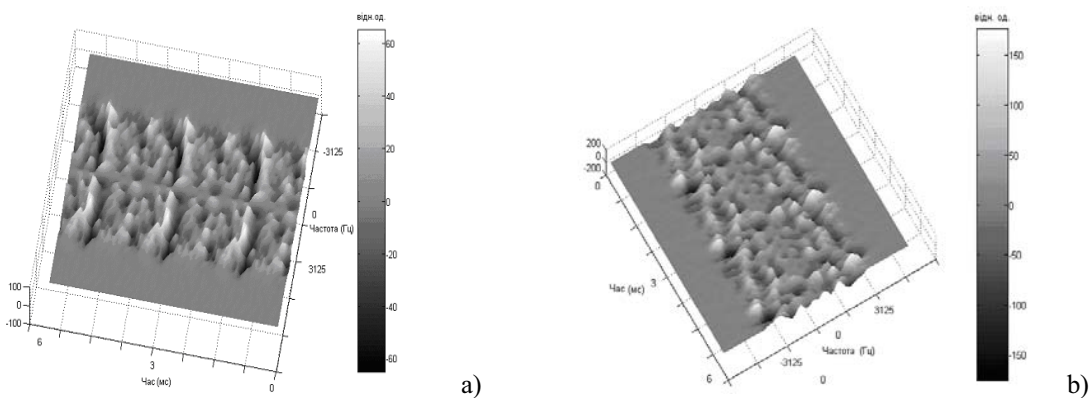
rystyk widmowych okresowo niestacjonarnych sygnałów wibracji.

3. WYNIKI ANALIZY WIDMOWEJ SYGNAŁÓW WIBRACJI

Dla sygnałów wibracji łożysk wrzeciona szybkościowego [3] zostały obliczone koherentne estymatory zespolonej gęstości widmowej $\hat{f}(\omega, t)$ (rys.1). Analiza wykresów $\text{Re} \hat{f}(\omega, t)$ i $\text{Im} \hat{f}(\omega, t)$ umożliwia ustalenie ogólnych własności procesów wibracyjnych dla różnych stanów technicznych mechanizmów (Rys. 1, 2).



Rys. 1 Część rzeczywista koherentnego estymatora chwilowej gęstości widmowej $\hat{f}(\omega, t)$ sygnału wibracji łożyska w ciągu trzech obrotów wała w paśmie (-6250 Hz, 6250 Hz): a) o nierównomiernym naprężeniu osiowym zewnętrznego pierścienia; b) o obrotowym obciążeniu zewnętrznego pierścienia.



Rys. 2 Część urojona koherentnego estymatora chwilowej gęstości widmowej $\hat{f}(\omega, t)$ sygnału wibracji łożyska w ciągu trzech obrotów wała w paśmie (-6250 Hz, 6250 Hz): a) o nierównomiernym naprężeniu osiowym zewnętrznego pierścienia; b) o obrotowym obciążeniu zewnętrznego pierścienia

Koherentny estymator $\text{Im} \hat{f}(\omega, t)$ jest różny od zera dla obu rozważanych przypadków, przy tym spełniona jest nierówność $|\text{Im} \hat{f}(\omega, t)| < |\text{Re} \hat{f}(\omega, t)|$.

Tak, więc asymetria estymatorów funkcji autokorelacji $\hat{b}(t, u)$ względem u jest nieznaczna. Dla uproszczenia modelu sygnału można ją zaniedbać. W przypadku nierównomiernego naprężenia osio-

wego (Rys. 1a) mamy w jednym obrocie wału dwie krótkotrwałe, wysokiej mocy, wibracje losowe. Inne maksima lokalne, których moc jest mniejsza, zależne są od własnych rezonansów łożysk. Zatem rezonanse te są bardziej widoczne przy obciążeniu obrotowym ($f_1 \approx 1700$ Hz, $f_2 \approx 2900$ Hz). W tym przypadku wibracje wysokiej mocy mają mniejsze wartości tylko raz na okres.

W chwili nagłego wzrostu mocy losowej składowej wibracji, zwiększają się maksima lokalne części rzeczywistej $\text{Re} \hat{f}(\omega, t)$. Uśrednienie w czasie wartości funkcji $\text{Re} \hat{f}(\omega, t)$ jest estymatorem zerowej składowej widmowej $f_0(\omega)$, która posiada wszystkie właściwości gęstości widmowej mocy stacjonarnego procesu losowego. Właśnie ta widmowa składowa określa moc składowych harmonicznych sygnału wibracyjnego. Wykresy estymatorów $\hat{f}_0(\omega)$ dla obu wibracyjnych sygnałów nie posiadają szczytów przy $\omega_k = k \frac{2\pi}{T}$. Jeśli estymatory chwilowej gęstości widmowej OSPL istotnie różnią się między sobą, to estymatory $\hat{f}_0(\omega)$ praktycznie są jednakowe. Tak, więc wykorzystanie estymatorów $\text{Re} \hat{f}(\omega, t)$ umożliwia uwidocznienie drgań o małej mocy, parametry, których są oznakami diagnostycznymi już we wczesnym stadium ich powstawania.

Części urojone koherentnych estymatorów $\text{Im} \hat{f}(\omega, t)$ wibracji losowych dla obu defektów pokazane są na Rys. 2. Średnio-czasowa wartość funkcji $\text{Im} \hat{f}(\omega, t)$ jest równa zero. Regularne struktury świadczą o okresowym nagłym wzroście fluktuacji przejściowych przy częstotliwości dominującej. Dla łożyska o nierównomiernym naprężeniu osiowym właściwe są krótkotrwałe wysokie fluktuacje, które obserwowane są dwa razy na okres.

Na podstawie otrzymanych częstotliwościowo-czasowych reprezentacji estymatorów charakterystyk widmowych sygnałów wibracyjnych, które są wynikami okresowej modulacji procesów losowych (co jest charakterystyczne dla wielu defektów), mogą być utworzone zasadniczo nowe układy diagnostyki wibracyjnej łożysk tocznych.

LITERATURA

- [1] М. Д. Генкин, А. Г. Соколова, Виброакустическая диагностика машин и механизмов.- М.:Машиностроение, 1987, 288с.
- [2] И. Н. Яворский, Применение схемы Бью-Балло при статистическом анализе ритмических сигналов// Изв. вуз. Радиоэлектроника, 1984.- 27, №11. - С.31-37.
- [3] О.В. Заболотный, В.Ю. Михайлишин, Вибродіагностика підшипників кочення методами періодично корельованих випадкових

процесів // Відбір і обробка інформації. – 2000, №14(90).- С.53-58.



Igor JAWORSKI, Urodził się w 1946r. Po ukończeniu studiów w Lwowskim Uniwersytecie w 1969r. uzyskał dyplom radiofizyka. W 1979r. uzyskał stopień doktora nauk fizyczno-matematycznych, a w 1989r. – stopień doktora habilitowanego nauk fizyczno-matematycznych. Od

1998r. profesor w specjalności „Modelowanie matematyczne i metody obliczeniowe”. Od 1993r. kierownik Wydziału Odbioru i Obróbki Sygnałów Stochastycznych Fizyczno-Mechanicznego Instytutu NAN Ukrainy. Od 1995r. profesor nadzwyczajny Wydziału Telekomunikacji i Elektrotechniki Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy. Zastępca redaktora naukowego czasopisma „Odbiór i obróbka informacji (NAN Ukrainy), członek kolegium redakcyjnego międzynarodowego czasopisma „Information Technologies and Systems” (NAN Ukrainy). Opracował metody analizy statystycznej okresowo niestacjonarnych procesów losowych i ich uogólnień, metody wykrywania ukrytych okresowości. Na tej podstawie ustalił strukturę powtarzalności stochastycznej licznych procesów fizycznych, w tym sygnałów wibracyjnych. Opublikował ponad 260 prac naukowych, w tym 4 monografie.



Wiktor MYCHAJLYSHYN.

Urodził się w 1957r. W 1979r. ukończył studia na Wydziale Matematyki Stosowanej i Mechaniki w Lwowskim Uniwersytecie. W 1992r. uzyskał stopień doktora nauk fizyczno – matematycznych. Od 1996r. starszy pracownik naukowy w

specjalności „Modelowanie matematyczne i metody obliczeniowe” w Fizyczno-Mechanicznym Instytucie NAN Ukrainy. Opracował metody wykrywania ukrytych okresowości w oparciu o ich modele w postaci okresowo skorelowanych procesów losowych. Na tej podstawie zbadał strukturę okresowej korelowalności licznych procesów fizycznych, w tym uzasadnił probabilistyczne modele struktury rytmicznej wibracji łożysk tocznych i przekładni zębatych. Opublikował ponad 100 prac naukowych.

A SURVEILLANCE OF DYNAMIC STATE OF THE SLENDER END MILLING PROCESS

Krzysztof J. KALIŃSKI

Gdańsk University of Technology, Chair of Mechanics and Strength of Materials
Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk, fax: +48 58 347 21 51, e-mail: kkalinsk@sunrise.pg.gda.pl

Abstract

The paper is devoted to approach towards vibration surveillance of rotating tools in modern milling machines. It depends upon application of programmed control of unsteady systems. The approach relates to the machine tool closed-loop systems, in case of which self-excited *chatter* vibration is of a great importance. Thus, instantaneous change in the spindle speed appears as control command. Face milling process by a slender end mill is a subject of consideration. Vertical milling centre has been chosen as an object of the performance. Cutting using slender tools is observed in modern machining centres frequently. There are explained results of computer simulation and experimental research. They refer to various programs of the spindle speed change. All these cases evidenced practical meaning of the method proposed, because the changing spindle speed programme is really possible, and *chatter* vibration has been successfully reduced.

Keywords: Machine tools, Modelling , Control, Simulation

NADZOROWANIE STANU DYNAMICZNEGO PROCESU FREZOWANIA SMUKŁYMI NARZĘDZIAMI

Streszczenie

Praca poświęcona jest próbie nadzorowania drgań wirujących narzędzi w nowoczesnych frezarkach. Proponowane podejście polega na zastosowaniu sterowania programowego w układach niestacjonarnych. Dotyczy ono zamkniętego układu obrabiarki, w przypadku którego istotną rolę odgrywają drgania samowzbudne typu *chatter*. Stąd, chwilowa zmiana prędkości obrotowej wrzeczona jest sygnałem sterującym. Przedmiotem rozważań jest proces frezowania czołowego smukłym frezem trzpieniowym na pionowym centrum frezarskim. Skrawanie smukłymi narzędziami jest wówczas częstym przypadkiem obróbki. Przedstawiono wyniki symulacji komputerowych oraz badań doświadczalnych. Odpowiadają one różnym programom zmiany prędkości obrotowej. Wykazano aspekt praktyczny proponowanej metody, ponieważ realizacja programu zmiennej prędkości obrotowej jest możliwa, a drgania *chatter* skutecznie zredukowano.

Słowa kluczowe: Obrabiarki, Modelowanie, Sterowanie, Symulacja

1. INTRODUCTION

From a point of view of the machine tool dynamics, tool-workpiece relative vibration during cutting process is extremely inconvenient. In case of certain conditions, it may lead to a loss of stability and generate self-excited vibration, which is called *chatter*. They were trying to counteract it by means of [1] spindle speed regulation by matching it to eigenfrequency of the system [2], the spindle speed pulse control [3, 4, 5], spindle speed regulation by matching it to optimal phase shift between two subsequent passes of tool edges [6] and permanent raising in the cutting speed. However the approaches above produce unsuccessful results, in particular for modern machine tools.

The main goal of this paper is to present a new attempt towards tool vibration surveillance by two alternatives of programmed spindle speed control [1]. The first one depends upon the optimal control

of discrete unsteady systems at energy performance index. Its efficiency has been verified by using computer simulation of the cutting process. The second lies in step-changing spindle speed control. Its efficiency has been evidenced during the real performance of the machining.

2. SOME REQUIREMENTS THE MACHINE TOOL SHOULD MEET

Generally, modern machine tools are preferred for performance of the methods of tool-workpiece vibration surveillance. They satisfy conditions which concern: rigid dynamic properties of the carrying system, small inertia of the main driving system, production process in which some technological criteria cannot be accomplished, and possibility of co-operating between standard control system CNC and external spindle speed control device.

Contemporary vertical milling centres usually fulfil such requirement mentioned above.

3. CUTTING PROCESS DYNAMICS

Face milling process by a slender end mill is a subject of consideration. Cutting using slender tools is frequently observed in modern machining centres. A technological reason lies in necessity of making difficultly accessible hobbings. Due to economics, it is usually finishing work. A study of dynamics has been performed based on following assumptions [1].

- Here are separated from the machine tool structure: the spindle together with the tool fixed in the holder, and the table with the workpiece.
- Only a flexibility of the slender tool has been considered. The other elements of the structure are idealised as perfectly rigid.
- An effect of cutting process has been considered as closed-loop interaction, and coupling elements (CE) have been applied for modelling;
- Cutting dynamics has been described using proportional model.
- An effect of first pass of the edge along cutting layer causes proportional feedback, but the effect of multiple passes causes delayed feedback.

The reasons above imply a simplified model of the milling process being purposed for computer simulation. Its dynamic equation has a form [1]:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{L}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}^*(t)\mathbf{q} = \mathbf{f}^*, \quad (1)$$

where:

$$\mathbf{K}^*(t) = \mathbf{K} + \sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{T}_l^T(t) \mathbf{D}_{pl} \mathbf{T}_l(t), \quad (2)$$

$$\mathbf{f}^* = \mathbf{f}_0 + \sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{T}_l^T(t) \mathbf{D}_{ol} \Delta \mathbf{w}_l(t - \tau_l), \quad (3)$$

$$\mathbf{f}_0 = \sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{T}_l^T(t) \mathbf{F}_l^0(t), \quad (4)$$

and:

- \mathbf{q} – vector of generalised co-ordinates of the system,
- $\mathbf{M}, \mathbf{L}, \mathbf{K}$ – matrices of inertia, damping and stiffness of mechanical system,
- $\mathbf{F}_l^0(t)$ – vector of desired forces of CE no. l ,
- $\mathbf{D}_{pl}, \mathbf{D}_{ol}$ – matrices of proportional and delayed feedback coefficients of CE no. l ,
- $\Delta \mathbf{w}_l(t - \tau_l)$ – vector of deflections of CE no. l for time-instant $t - \tau_l$,
- τ_l – time-delay between the same position of CE no. l and CE no. $l-1$,
- i_l – number of “active” coupling elements (CE).

The matrix of transformation $\mathbf{T}_l(t)$ is time-dependent, because, as result of motion of the spindle and the workpiece, several edges of the cutter change their positions ourselves. It means that the system becomes one with time-varying coefficients of matrix \mathbf{K}^* .

4. THE SPINDLE SPEED OPTIMAL CONTROL

Here the problem of spindle speed optimal control during cutting process is formulated. It is assumed that cutting is performed at changing spindle speed n . In this case, time-delay τ_l for edge no. l becomes function of instantaneous spindle speed n , i.e. $\tau_l = \tau_l(n)$. Thus, instantaneous change in spindle speed is introduced as control command \mathbf{u} .

It has been derived that demanded control command, which minimises time-varying energy performance index [1], is:

$$\mathbf{u} \equiv -R^{-1} \int_{t_0}^t [\mathbf{B}_u^T(\tau) \quad \mathbf{0}] \Phi^T(t, \tau) d\tau \left\{ Q_1 \mathbf{T}_1^T \mathbf{M}^T \dot{\mathbf{q}} + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} Q_2 \mathbf{T}_2^T (\mathbf{K}^* + \mathbf{K}^{*T}) (\mathbf{q} - \mathbf{K}^{*-1} \mathbf{f}_0) \right\} \quad (5)$$

where:

$$\mathbf{B}_u^*(t) = \sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{T}_l^T(t) \mathbf{D}_{ol} \Delta \dot{\mathbf{w}}_l(t - \tau_l(n)) \cdot \left[-\frac{\Delta t}{n(t)} \right],$$

$\Phi(t, t_0)$ is solution to homogeneous differential equation: $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}(t)\mathbf{x}$, $\mathbf{x}(t_0) = \mathbf{I}$,

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\mathbf{M}^{*-1} \mathbf{L}^* & -\mathbf{M}^{*-1} \mathbf{K}^* \\ \mathbf{I} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \text{ – state matrix,}$$

Q_1, Q_2 – dimensionless weighing coefficients,
 R – coefficient of control command effect.

The considerations above disclosed ability of transforming the problem to vibration surveillance by the optimal control at energy performance index.

As result of derivations placed in this chapter, following procedure of surveillance is suggested.

- *On-line* computer simulation of the spindle speed optimal control. As result, changing spindle speed programme is obtained.
- *Chatter* detection by spectral analysis.
- Performance on real structure of *on-line* control by the changing spindle speed programme.

5. STEP-CHANGING SPINDLE SPEED CONTROL

Let us analyse cutting process, in which spindle speed $n(t)$ changes with time as follows:

$$n(t) = \begin{cases} n_0, & 0 \leq t \leq t_1, \\ n_{j-1} + (n_j - n_{j-1}) \cdot \left(1 - e^{-\frac{t-t_{j-1}}{T_j}} \right), & t_{j-1} \leq t \leq t_j, \\ & j = 2, \dots, N \end{cases} \quad (6)$$

whereas:

- n_0 – nominal (initial) spindle speed,
- T_j – time constant of stage no. j of step-changing spindle speed,
- t_j – switching time of stage no. j of step-changing spindle speed.

The problem of vibration surveillance is formulated, as follows.

For values of a switching time set $\{t_1, t_2, \dots, t_N\}$ adjust a sequence of spindle speeds n_1, n_2, \dots, n_N , and subsequently, perform the process for determined values of parameters.

As result of consideration above, following procedure of surveillance is suggested.

- Determination *off-line* of step-changing spindle speed parameters.
- Monitoring of vibration by measurement of the tool displacement using proximity sensors.
- *Chatter* detection by spectral analysis.
- Machining performance at the program-controlled spindle speed *on-line*.

6. COMPUTER SIMULATION

Here is performed computer simulation of the face milling vibration surveillance on the vertical milling machine, using slender end mill. Following data is introduced: nominal spindle speed $n_0=3000$ rev/min, feed speed $v_f = 600$ mm/min, end mill diameter $D=16$ mm, end mill active length $L_c=135$ mm, number of indexible inserts of the mill $z=2$, widths of cutting $B_1 = B_2 = 8$ mm, length of cutting $L_w=60$ mm, main cutting angle $\kappa_r = 90^\circ$. Transverse vibration of the tool is calculated.

Milling with depth $a_p=0.3$ mm is a stable case of cutting (Fig. 1a). The amplitude plot shows only these resonant peaks, which correspond to static component of the spectrum (i.e. frequency = 0), and component with frequency of entering an edge into material (about 100 Hz). Presumed *chatter* resonant peaks are almost unnoticeable.

Milling with depth being increased (i.e. $a_p=0.5$ mm) yields a loss of stability which leads to appearance of strong *chatter* vibration (Fig. 1b). Based upon an observation of the amplitude spectrum, two resonant peaks for a bandwidth of 600–800 Hz have been determined. The reasons above correspond with *chatter* vibration. High level of them may cause the inserts of the mill damaged. In order to counteract *chatter* vibration, an ability of surveillance by the spindle speed optimal control has been considered.

Results of computer simulation (Fig.2) refer to the programme of the spindle speed change. For assessment of efficiency of vibration surveillance, *chatter* amplitude ratio is defined, that is to say:

$$F_{ch} = \frac{q_{ch}^0}{q_{ch0}^0}, \tag{7}$$

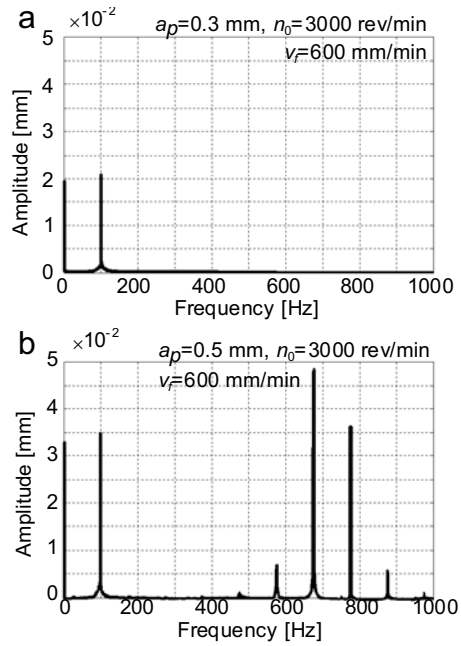


Fig. 1. Computer simulation of transverse vibration of the tool: a) stable cutting, b) cutting at *chatter* vibration being observed

where:

- q_{ch}^0 – dominant *chatter* amplitude,
- q_{ch0}^0 – dominant *chatter* amplitude without surveillance.

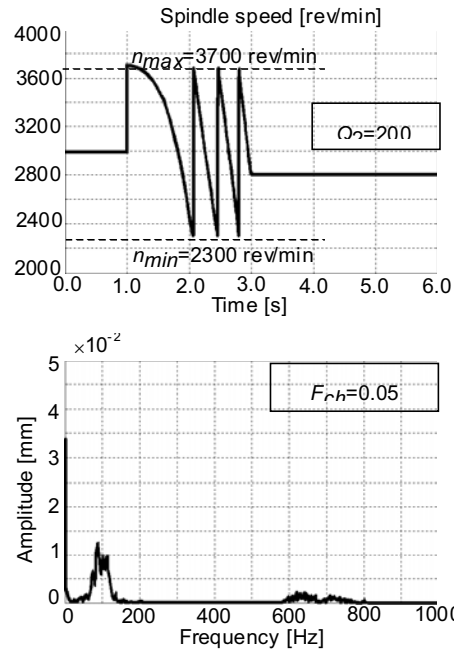


Fig. 2. Computer simulation of tool vibration surveillance by the spindle speed optimal control, $Q_1=0$, $Q_2=2000$, $R=0.1$ Nm/(rev/min)²

Wide range of changes in spindle speed assures a very good efficiency of *chatter* surveillance ($F_{ch}=0.05$). Also generation of slow-changing spindle speed programme is really applicable for performance on contemporary production machines.

7. EXPERIMENTAL VERIFICATION

Here is examined the groove face milling vibration surveillance on the VMC FADAL 4020HT machine, using end mill NOMA 206.016 W-W. The specimen is made of bronze BA1032, hardness 188 HB, size 200×60×60. Following data is introduced: nominal spindle speed $n_0=3000$ rev/min, feed speed $f_{min}=1200$ mm/min, number of indexable inserts of the mill (cover material: TiN) $z=2$, mill diameter $D=16$ mm, widths of cutting $B_1=B_2=8$ mm, length of cutting $L_w=60$ mm, main cutting angle $\kappa_r=90^\circ$.

Cutting with depth $a_p=0.5$ mm yields appearance of strong *chatter* vibration (Fig. 3a). Performance of changing spindle speed programme resulted (Fig. 3b) a range of spindle changes ± 700 obr/min. An observation of amplitude spectrum of controlled vibration (Fig. 3c) evidenced entire efficiency of surveillance ($F_{ch}=0.06$). The problem of *chatter* vibration disappeared in this case of machining.

8. CONCLUSION

Results of computer simulation evidenced a very good efficiency of vibration surveillance by programmed spindle speed optimal control. Peak-values of resonant *chatter* vibration are almost reduced. The strategy also appeared to be efficient for surveillance of vibration observed during real machining operations.

REFERENCES

- [1] Kaliński K.: Vibration surveillance of mechanical systems which are idealised discretely, The Publication of Gdańsk University of Technology 2001.
- [2] Smith S., Tlustý J.: Update on high-speed milling dynamics, Trans. of the ASME Journal of Engineering for Industry, 112, May, 142–149, 1990.
- [3] Altintas Y., Chan P. K.: In-process detection and suppression of chatter in milling, Int. J. Mach. Tools Manufact., 32, 3, 329–347, 1992.
- [4] Lin S. C., DeVor R. E., Kapoor S. G.: The effects of variable speed cutting on vibration control in face milling, Trans. of the ASME Journal of Engineering for Industry, 112, February, 1–11, 1990.
- [5] Soliman E., Ismail F.: Chatter suppression by adaptive speed modulation. Int. J. Mach. Tools Manufact., 37, 3, 355–369, 1997.
- [6] Liao Y. S., Young Y. C.: A new on-line spindle speed regulation strategy for chatter control, Int. J. Mach. Tools Manufact., 36, 5, 651–660, 1996.

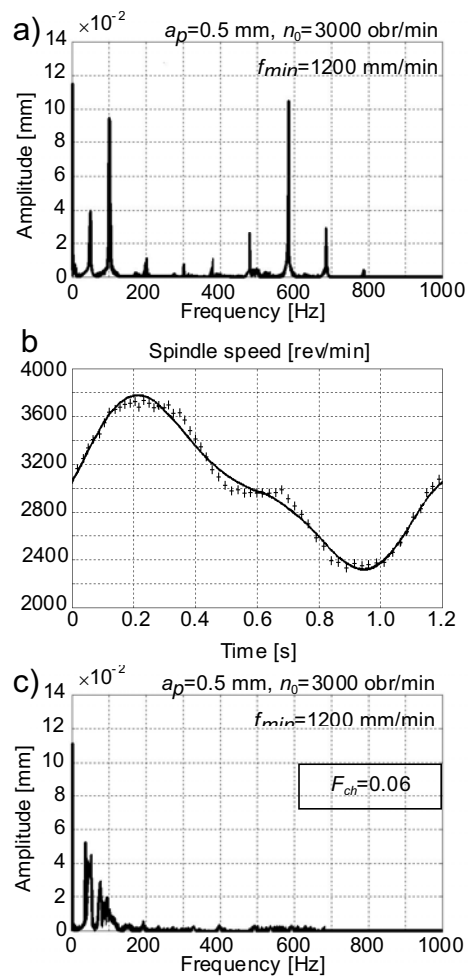


Fig. 3. Tool vibration during milling of bronze BA1032: a) frequency plot, no vibration surveillance, b) programmed spindle speed, switching time $t_j=0.25$ s, c) frequency plot at vibration surveillance



Dr. Krzysztof J. Kaliński was born in 1956. Since 1981 he has been employed for Chair of Mechanics and Strength of Materials, Gdańsk University of Technology. Subsequently he obtained MSc (1980), PhD (1988) and DSc (2002). He currently occupies a post of Associate Professor.

An area of his activity is applied mechanics and automatic control. The research interests focus on vibration control of weighing devices, cars and manipulators, contour milling surveillance, process quality, control of mobile robots, dynamic optimisation, modal analysis and finite element method. Record of his developments obeys 77 scientific publications, 39 unpublished reports, 21 computer programmes, 37 academic courses and 13 awards. He actually supervises 4 PhD students.

ANALIZA DYNAMICZNA TURBOZESPOŁU ENERGETYCZNEGO JAKO PODSTAWA DO ZMIANY JEGO KONSTRUKCJI

Maciej KAHSIN, Henryk OLSZEWSKI, Zbigniew WALCZYK

Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Elblągu
ul. Wojska Polskiego 1, 82-300 Elbląg
fax: + 48 55 239 88 52, e-mail: z.walczyk@pwsz.elblag.pl

Mirosław MIŚCICKI

ALSTOM Power Sp. z o.o. w Elblągu
ul. Stoczniowa 2, 82-300 Elbląg
fax: + 48 55 232 49 76

Streszczenie

W pracy badano wpływ rekonstrukcji naprawczych turbozespołu energetycznego dużej mocy na jego dynamiczne charakterystyki – częstości i postacie drgań własnych. W obliczeniach uwzględniono wpływ gruntu, w którym osadzona jest dolna płyta fundamentu. Wyniki symulacji komputerowych porównano z dynamicznymi charakterystykami turbozespołu i jego fundamentu wyznaczonymi eksperymentalnie. Przedmiotem badań był turbozespół energetyczny AEG TG-A w elektrowni Pomorzany.

Słowa kluczowe: dynamika, drgania własne, drgania wymuszone, turbozespoły, metody numeryczne

DYNAMICS ANALYSIS OF HIGH POWER TURBO SET AS A BASIS FOR CONSTRUCTIONAL CHANGES

Summary

Influence constructional changes of high power turbo set on dynamical characteristics – natural frequencies and natural forms was analyzed in this paper. Influence of soil together with lower plate of foundation was included in calculations. Results of computer simulations were compared with dynamical characteristics of turbo set and turbine set foundation experimental specified. High power turbine set AEG TG-A at power plant Pomorzany was object of the analysis.

Keywords: dynamics, natural vibrations, forced vibrations, turbine sets, numerical methods

1. WSTĘP

Problematyka dynamiki turbozespołów jest ogromna. W pracy zajęto się przede wszystkim problemem wpływu fundamentowania konstrukcji wspierającej linię wirników na dynamikę turbozespołu. Przyjęto, że pojęcie fundamentowania obejmuje fundament wraz z gruntem, na którym jest osadzony.

Głównym celem metod analiz dynamiki turbozespołów jest określenie przyczyn złego stanu dynamicznego tych konstrukcji. W oparciu o powyższe metody mogą być opracowywane systemy diagnostyczne opisujące stan dynamiczny turbozespołu w czasie jego eksploatacji oraz systemy wspomagające projektowanie, których głównym celem jest zapewnienie właściwej pracy turbozespołu. Wykonane w pracy obliczenia numeryczne uwzględniają najważniejsze zjawiska występujące podczas eksploatacji turbozespołu wywołujące drgania. Drgania turbozespołów są

zjawiskiem niekorzystnym, obniżającym jego niezawodność i żywotność oraz utrudniającym jego eksploatację. Podczas rozchodzenia się drgań i hałasu poza turbozespołem dochodzi negatywny ich wpływ na otoczenie.

Opisem dynamicznych właściwości elementów turbozespołu nazywa się opis ich stanu dynamicznego. Jest to pojęcie powszechnie używane w literaturze [10, 11] i służy ono do określenia „jakości” zachowania się turbozespołu podczas ruchu.

Zły stan dynamiczny turbozespołu występuje wówczas, gdy następuje przekroczenie dopuszczalnych wartości parametrów opisujących ten stan. Podstawowymi parametrami określającymi dynamiczny stan turbozespołu są wielkości charakteryzujące widma drgań elementów turbozespołów takie, jak: amplitudy, prędkości, przyspieszenia, częstości drgań oraz temperatury elementów i czynników płynnych [10]. Pomiarów powyższych parametrów dokonuje się okresowo lub

w sposób ciągły podczas jego eksploatacji. Pomiar te najczęściej obejmują widmo drgań bezwzględnych stojaków łożyskowych, drgań wybranych punktów korpusów maszyn i fundamentu turbozespołu oraz pomiary widma drgań względnych elementów wirnika odniesionych do stratorów.

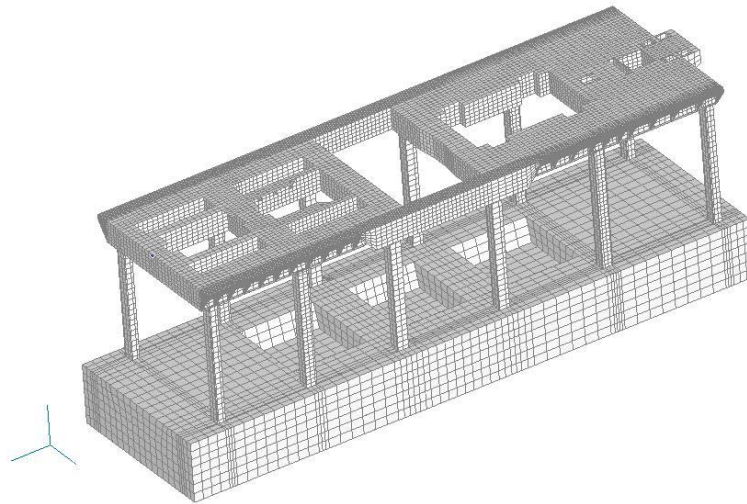
Ponieważ głównym celem pracy jest opracowanie modelu turbozespołu, a przede wszystkim wykonanie modeli fundamentu i korpusów maszyn przyjęto koncepcję modelowania elementami skończonymi jako najbardziej rokującą powodzenie. Modelowanie MES polega na podziale układu o ciągłym rozkładzie parametrów na elementy skończone [1, 2]. Uzyskane modele dają wyniki przybliżone i powinny być zweryfikowane eksperymentem. Wymagają one „dostrajania” na podstawie własności zmierzonych na rzeczywistym obiekcie.

W pracy wykorzystano rezultaty pomiarów charakterystyk odizolowanych punktów turbozespołu

energetycznego wykonanych przez zespół prof. T. Uhla [8]. Zarówno obliczenia numeryczne, jak i badania doświadczalne dotyczyły turbozespołu energetycznego AEG TG-A.

2. MODEL FUNDAMENTU

Podczas analiz statycznych i dynamicznych fundamenty turbozespołów konwencjonalnie są modelowane jako trójwymiarowe układy kratownicowe. Fundamenty ze sprężyste posadowioną płytą górną są obliczane jako dwuwymiarowe układy kratownicowe lub ramowe. W obliczeniach uwzględniane są parametry gruntu, na którym posadowiona jest dolna płyta fundamentu. W pracy przyjęto przestrzenny model fundamentu, jako najbliższy rzeczywistej konstrukcji. Model fundamentu był następnie dyskretyzowany przestrzennymi odkształcalnymi elementami skończonymi – rys. 1.



Rys. 1. Fundament turbozespołu AEG TG-A - widok izometryczny

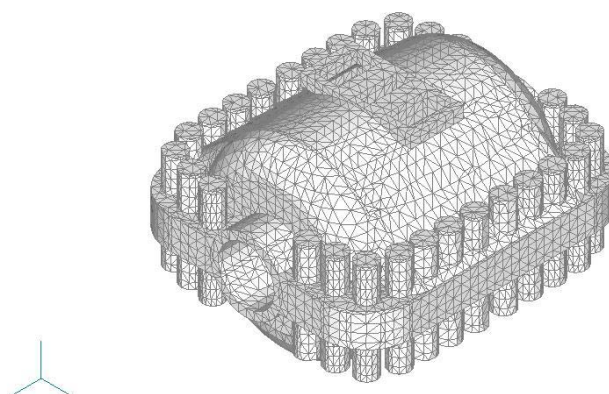
3. MODELE KORPUSÓW MASZYN TURBOZESPOŁU

W ramach pracy wykonano szereg fizycznych modeli turbozespołu AEG TG-A. Do dyskretyzacji konstrukcji użyto metodę odkształcalnych elementów skończonych [12], wraz z metodą mas skupionych [7]. Przy pomocy odkształcalnych elementów skończonych OES zdyskretyzowano fundament. Odkształcalnymi elementami skończonymi modelowane były również korpusy maszyn turbozespołu w celu wyznaczenia parametrów bezwłasnościowych i sztywnościowych modeli mas skupionych – MS.

Na rys. 2 przedstawiono widoki korpusu turbiny WP. Korpus turbiny WP składa się z dwóch zasadniczych części: korpusu wewnętrznego oraz korpusu zewnętrznego. Modele fizyczne korpusów zewnętrznego i wewnętrznego turbiny WP są bryłami.

Korpus turbiny SP składa się z: korpusu wewnętrznego, korpusu zewnętrznego wraz z wylotem pary. Model fizyczny korpusu turbiny SP (podobnie, jak w przypadku korpusu turbiny WP) jest bryłą.

Korpus turbin NP zamodelowano jako przestrzenną konstrukcję powłokową. Korpus turbin NP składa się z dwóch części: lewej i prawej, stanowiącej w przybliżeniu lustrzane odbicie części lewej (względem płaszczyzny prostopadłej do osi wirników przechodzącej przez środek korpusu), co zostało wykorzystane podczas budowy modeli. Korpus turbin NP poprzez złącze kompensacyjne połączony jest ze skraplaczem. Kolejnymi elementami turbozespołu są generator i korpusy łożysk również zamodelowane jako przestrzenne konstrukcje powłokowe.



Rys. 2. Model OES korpusu turbiny WP turbozespołu AEG TG-A

4. MODEL CAŁOŚCIOWY TURBOZESPOŁU

W modelu całościowym turbozespołu do dyskretyzacji korpusów maszyn zastosowano metodę mas skupionych - MS. W metodzie tej parametry bezwładnościowe są opisane w punkcie materialnym znajdującym się w środku masy dyskretyzowanej konstrukcji [4, 5, 6]. Umieszczona w tym punkcie masa skupiona posiada sześć stopni swobody (trzy translacyjne i trzy rotacyjne). Parametry bezwładnościowe mas skupionych zostały wyznaczone w sposób naturalny, zaś parametry sztywnościowe w wyniku iteracyjnego strojenia wartości częstości i postaci drgań własnych modeli wykonanych metodą OES i MS.

Masy skupione są połączone ze sobą i z ostoją za pomocą elementów sprężystych. W szczególnym przypadku elementami łączącymi mogą być sztywne elementy dwuwymiarowe (reprezentowane geometrycznie przez odcinki linii prostej). Elementy sztywne dwuwymiarowe w metodzie mas skupionych służą głównie do przykładania w określonych punktach wymuszeń - zarówno siłowych, jak i kinematycznych. Metodę MS zastosowano w systemie obliczeniowym MSC/NASTRAN. Stworzono przestrzenne struktury elementów skończonych obejmujące masy skupione, elementy sprężyste i elementy sztywne dyskretyzujące korpusy maszyn turbozespołu.

W rezultacie został opracowany model całościowy turbozespołu – rys. 3. W modelu tym fundament jest opisany odkształcalnymi elementami skończonymi. W przypadku gruntu zastosowano model sprężysty (Winklera). Własności fizyczne gruntu określone są sztywnościami elementów sprężystych (model bezmasowy).

5. REKONSTRUKCJE NAPRAWCZE TURBOZESPOŁU

W ramach pracy „strojono” model całościowy MES turbozespołu oraz model doświadczalny [8, 9]

i na tej podstawie skorygowano parametry modeli MES. Przyjęto, że model całościowy MES i model doświadczalny są zbieżne, jeżeli postaci drgań własnych odpowiadające częstościom 18 Hz, 50 Hz i 100 Hz są identyczne. Należy przy tym zwrócić uwagę, że „strojenie” postaci drgań własnym jest zagadnieniem o rząd trudniejszym niż „strojenie” wartości częstości własnych. Zarówno „strojenia” wartości częstości, jak postaci drgań własnych są procesami iteracyjnymi, wzajemnie ze sobą sprzężonymi.

Po nastrojeniu układu osiągniętego przez dobór jego parametrów można uznać, że opracowany w ten sposób model będzie z wystarczającą dokładnością opisywać układ rzeczywisty (ponieważ przy strojeniu wykorzystano wyniki eksperymentu). Wobec tego można przystąpić do realizacji najważniejszego celu tej pracy a mianowicie do określenia rekonstrukcji naprawczej turbozespołu odstrajającej go od częstości 50 Hz i 100 Hz.

Na rys. 3 przedstawiono wyniki strojenia modelu całościowego MES turbozespołu z pomierzonymi formami drgań przez AGH – ENERGOCONTROL [8]. W tabeli 1 przedstawiono i porównano proponowane warianty rekonstrukcji naprawczych turbozespołu. W obliczeniach uwzględniono dostrojone parametry elementów skończonych. Na rys. 4÷6 pokazane są postaci drgań własnych analizowanych rekonstrukcji naprawczych turbozespołu.

6. WNIOSKI

Jednym z najważniejszych zastosowań metod analizy drgań turbozespołów jest wykorzystanie ich w czasie eksploatacji w procesie diagnozowania. Możliwość równoczesnego występowania wielu zjawisk fizycznych wywołujących drgania turbozespołu komplikuje diagnozowanie pogarszającego się stanu dynamicznego mechanizmu [7, 3]. Stąd przy opracowywaniu systemów diagnostycznych należy

dokładnie modelować te układy częściowe, które decydują o stanie dynamicznym całego turbozespołu. Jak wykazały przeprowadzone analizy numeryczne i wyniki badań doświadczalnych układami tymi są również fundament wraz z gruntem oraz korpusy maszyn. Z przeprowadzonych obliczeń turbozespołu AEG TG-A wynika, że wpływ konstrukcji podpierającej na dynamikę wirników jest niepomijalny.

Do modelowania konstrukcji wspierającej linię wirników można wykorzystać modele liniowe stosując „uśrednione” charakterystyki mechaniczne żelbetu, z którego wykonany jest fundament.

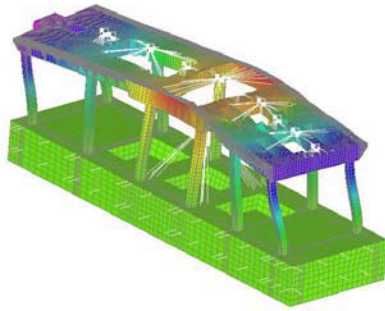
Pominięcie wpływu gruntu w modelowaniu konstrukcji podpierającej udaremniło by możliwość „dostrojenia” modelu do wyników eksperymentu.

Stwierdzono, że zastosowanie metody mas skupionych w modelowaniu korpusów maszyn turbozespołu może dawać w ostateczności wystarczającą dokładność obliczeń. Należy tutaj jednakże wziąć pod uwagę fakt, że to stwierdzenie mogło być sformułowane w przypadku analizowanego turbozespołu, gdzie posiadano również wyniki uzyskane bardziej dokładnymi modelami (model OES).

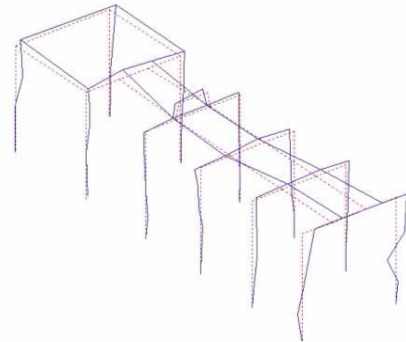
Tabela 1. Zestawienie rekonstrukcji naprawczych turbozespołu AEG TG-A

Nr rekonstr.	Opis	Częstotliwość dostrojona	Częstotliwość po rekonstrukcji
[-]	[-]	[Hz]	[Hz]
1	Wspawanie teownika (wysokości 750 mm, szerokości słupów, grubość blach 35 mm) pod rygłem znajdującym się pod korpusem łożyska nr 4.	50.32	50.87
2	Pogrubienie dolnej płyty rygła znajdującego się pod korpusem łożyska nr 4 z 35 mm do 70 mm	50.32	50.41
3	Pogrubienie ścian zewnętrznych słupów ramy pod korpusem łożyska nr 4 z 20 mm do 55 mm	50.32	52.91
4	Pogrubienie ścian zewnętrznych słupów ramy pod korpusem łożyska nr 4 z 20 mm do 55 mm oraz dolnej płyty rygła pod korpusem łożyska nr 4 z 35 mm do 70 mm	50.32	53.29
5	Pogrubienie ścian zewnętrznych słupów ramy pod korpusem łożyska nr 4 z 20 mm do 55 mm, dolnej płyty rygła znajdującego się pod korpusem łożyska nr 4 z 35 mm do 70 mm oraz wspawanie węzłówek o grubości 35 m.	50.32	53.92
6	Wstawienie „skrzyni” o szerokości rygła znajdującego się pod korpusem łożyska nr 4 i wysokości 500 mm (będącej rozbudowaniem konstrukcji rygła)	50.32	50.35
7	Wzmocnienie słupów ramy pod łożyskiem nr 4 ceownikami o wysokości średnika równej szerokości słupów, szerokości półki równej 320 mm oraz grubości ścianek 20 mm, ceowniki są związane na sztywno z dolną płytą fundamentu	50.32	53.65
8	Wzmocnienie słupów ramy pod korpusem łożyska nr 4 ceownikami o wysokości średnika równej szerokości słupów, szerokości półki równej 320 mm, grubości ścianek równej 20 mm, ceowniki są związane na sztywno z dolną płytą fundamentu oraz wstawienie „skrzyni” o szerokości rygła znajdującego się pod korpusem łożyska nr 4 i wysokości 500 mm (będącej rozbudowaniem rygła)	50.32	53.96
9	Wzmocnienie słupów ramy pod korpusem łożyska nr 4 ceownikami o wysokości średnika równej szerokości słupów, szerokości półki równej 320 mm i grubości ścianek równej 20 mm, ceowniki <u>nie są związane</u> z dolną płytą fundamentu oraz z rygłem	50.32	52.75

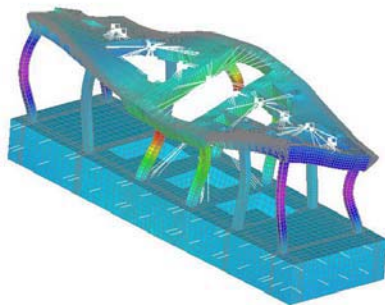
a) postać drgań Nr 6 (19.87 Hz)



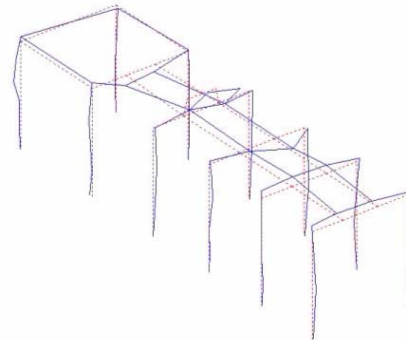
Pomierzona forma drgań przez AGH – ENERGOCONTROL [8]



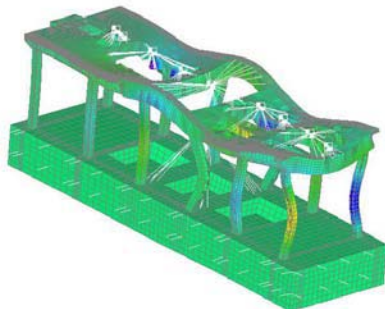
b) postać drgań Nr 25 (50.32 Hz)



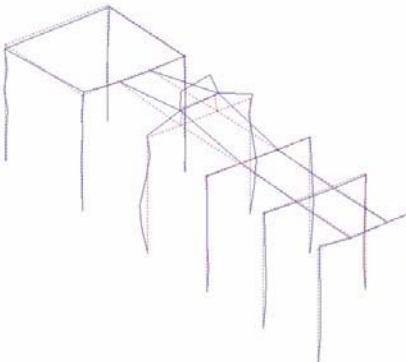
Pomierzona forma drgań przez AGH – ENERGOCONTROL [8]



c) postać drgań Nr 83 (96.20 Hz)

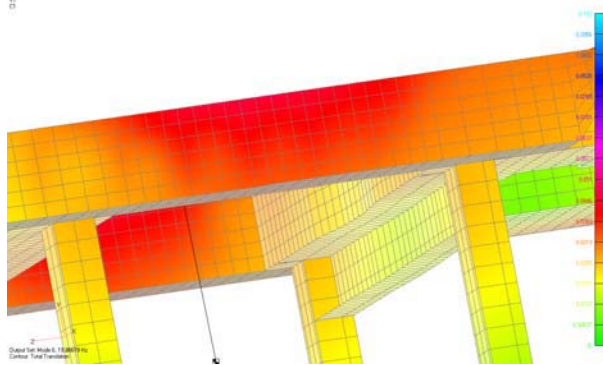


Pomierzona forma drgań przez AGH – ENERGOCONTROL [8]

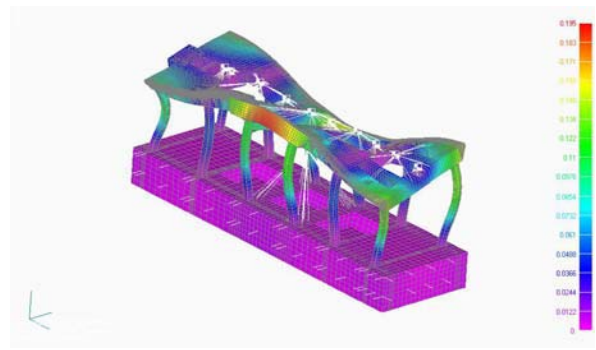


Rys. 3. Strojone postacie drgań własnych modelu turbozespołu AEG TG-A

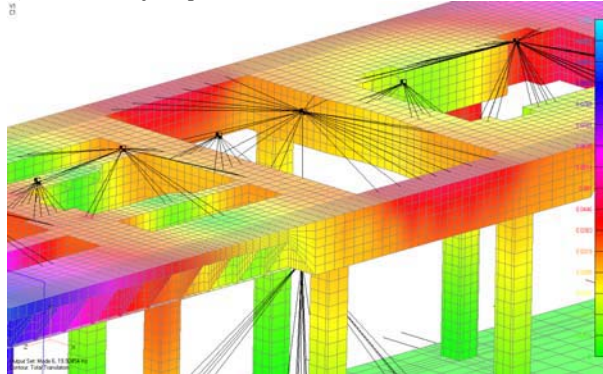
a) rekonstrukcja naprawcza 1:



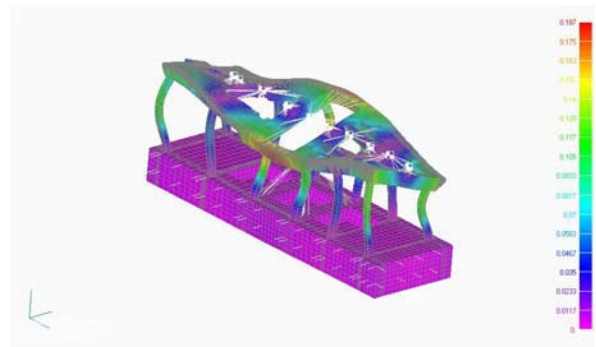
postać drgań Nr 26 (50.87 Hz):



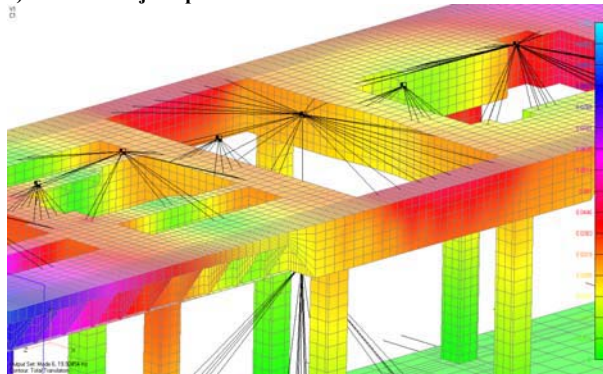
b) rekonstrukcja naprawcza 2:



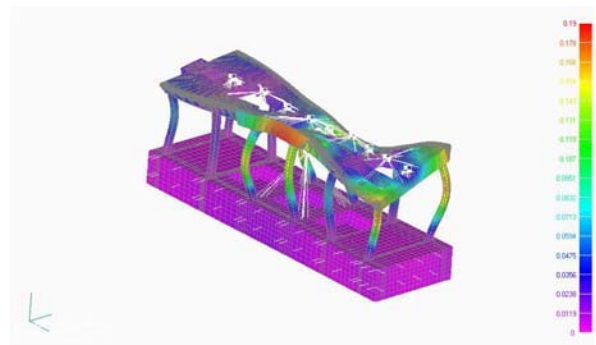
postać drgań Nr 25 (50.41 Hz)



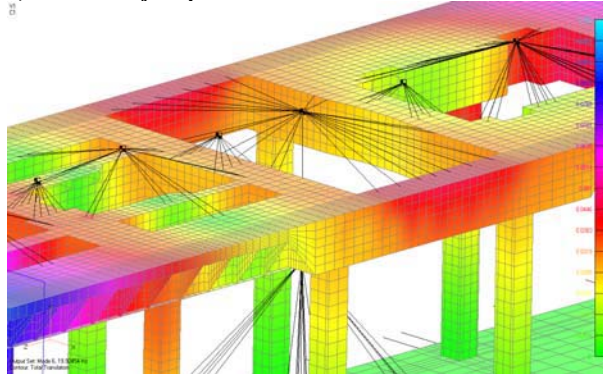
c) rekonstrukcja naprawcza 3:



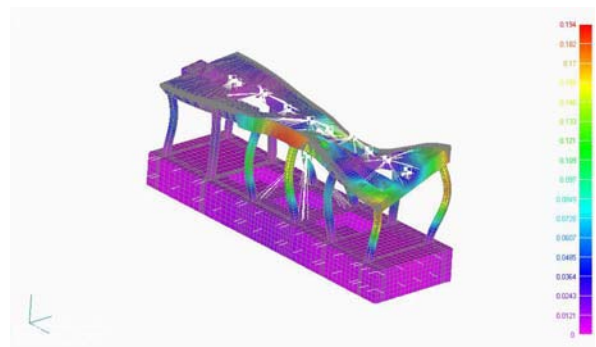
postać drgań Nr 25 (52.91 Hz)



d) rekonstrukcja naprawcza 4:

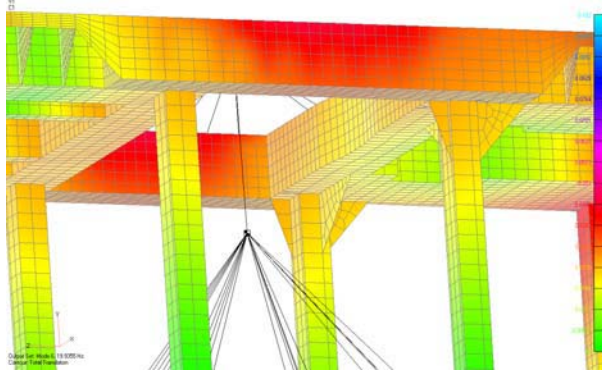


postać drgań Nr 25 (53.29 Hz)

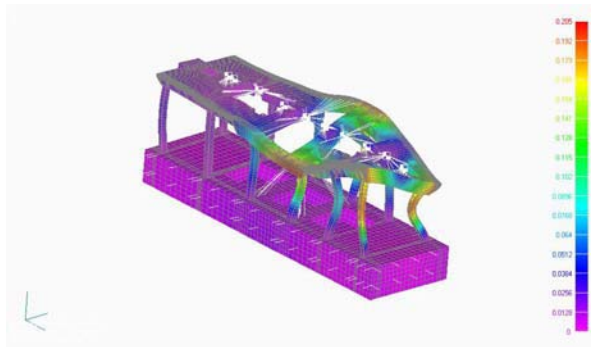


Rys. 4. Rekonstrukcje naprawcze 1÷4 - postacie drgań własnych turbozespołu AEG TG-A

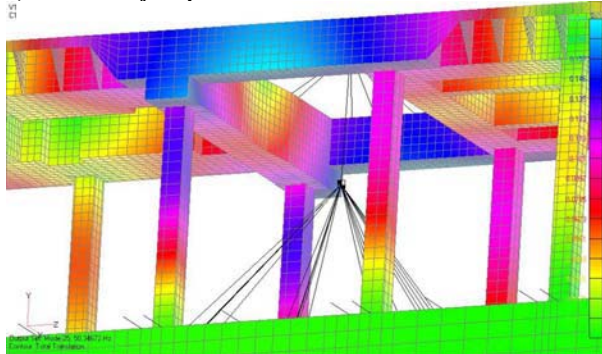
a) rekonstrukcja naprawcza 5:



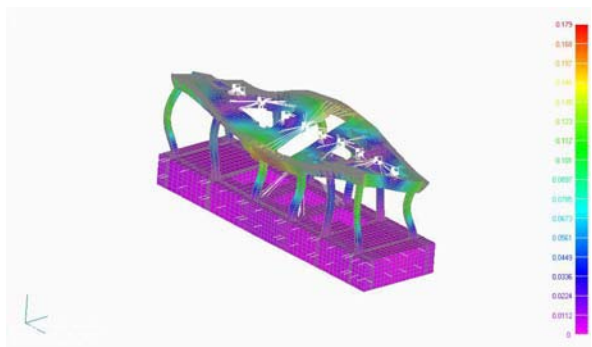
postać drgań Nr 25 (53.92 Hz)



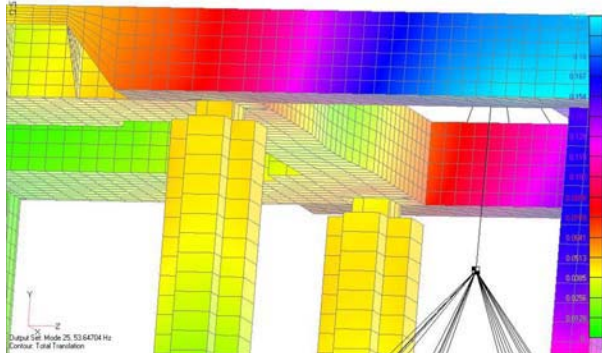
b) rekonstrukcja naprawcza 6:



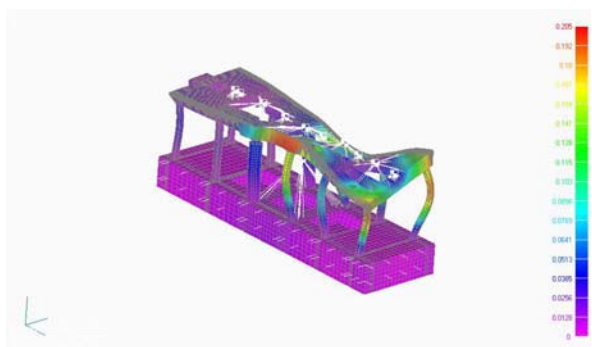
postać drgań Nr 25 (50.35 Hz)



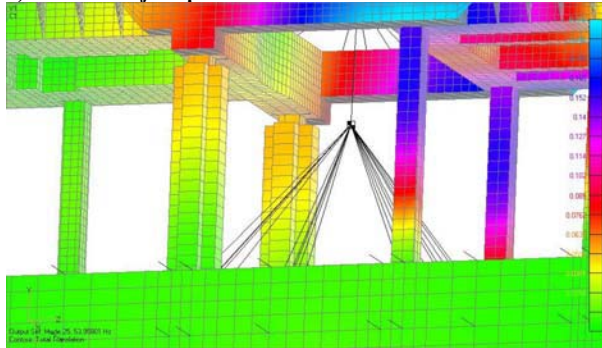
c) rekonstrukcja naprawcza 7:



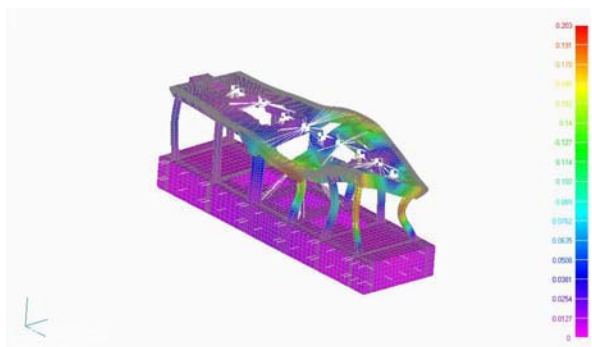
postać drgań Nr 25 (53.65 Hz)



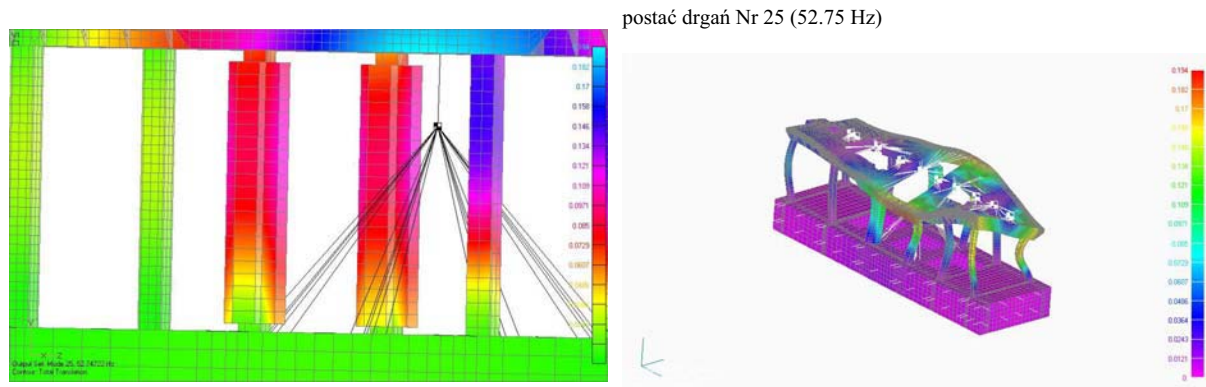
d) rekonstrukcja naprawcza 8:



postać drgań Nr 25 (53.96 Hz)



Rys. 5. Rekonstrukcje naprawcze 5÷8 - postacie drgań własnych turbozespołu AEG TG-A



Rys. 6. Rekonstrukcja naprawcza 9 - postać drgań własnych turbozespołu AEG TG-A

LITERATURA

- [1] ABAQUS 5.2, User manual, Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc., 1992.
- [2] ANSYS Workbook, Release 5.0, ANSYS, Inc. 1992.
- [3] Kruszewski J., Wittbrodt E., Walczyk Z.: Drgania układów mechanicznych w ujęciu komputerowym. Tom II: Zagadnienia wybrane. Seria: Wspomaganie komputerowe CAD CAM. Warszawa: WNT, 1996.
- [4] Olszewski H., Walczyk Z.: Dynamiczne liczby wpływowe fundamentów turbozespołów energetycznych. Kraków: 70-lecie urodzin i 45-lecie pracy naukowej Prof. dr hab. Inż. Józefa Giergiela oraz V Szkoła Analizy Modalnej, str. 312-323, 12-14.12.2000.
- [5] Olszewski H., Walczyk Z.: Wpływ fundamentowania na dynamiczne właściwości turbozespołu energetycznego o mocy 200 MW. Gdańsk: KONFERENCJA NAPĘDY I STEROWANIE '99, V Seminarium, str. 120-128, 1999.
- [6] Olszewski H.: Charakterystyki dynamiczne wpływu fundamentowania na drgania wirników turbozespołów energetycznych dużej mocy. Gdańsk: KONFERENCJA MECHANIKA 99, tom 2, str. 353-358, 1999.
- [7] Olszewski H.: Wpływ fundamentowania na dynamiczne właściwości turbozespołu energetycznego, Gdańsk: praca doktorska, Politechnika Gdańska, 2001.
- [8] Sprawozdanie z pomiarów wibrodiagnostycznych i badań konstrukcji wsporczej metodą analizy modalnej turbozespołu AEG TG-A w elektrowni Pomorzany, ALSTOM Power Sp. z o.o., Elbląg-Kraków, 2003.
- [9] Uhl T.: Komputerowo wspomaganą identyfikacją modeli konstrukcji mechanicznych. Warszawa: WNT, 1997.
- [10] Walczyk Z., Kiciński J.: Dynamika turbozespołów energetycznych. Wybrane zagadnienia drgań prostych i sprzężonych. Gdańsk: Monografie Politechniki Gdańskiej, 2001.
- [11] Walczyk Z.: Dynamika wirnikowych maszyn energetycznych. Gdańsk: Zesz. Nauk. Politechniki Gdańskiej, 482, Mechanika LXIV, 1992.
- [12] Zienkiewicz O. C.: Metoda Elementów Skończonych, Warszawa: ARKADY, 1972.



prof. dr hab. inż. Zbigniew WALCZYK – specjalność: budowa i eksploatacja maszyn, tematyka badań naukowych: dynamika turbozespołów energetycznych, teoria drgań, mechanika teoretyczna, metody komputerowe w mechanice

dr inż. Maciej KAHSIN - specjalność: modelowanie matematyczne układów mechanicznych ze szczególnym uwzględnieniem metody elementów skończonych.

dr inż. Henryk OLSZEWSKI – specjalność: modelowanie matematyczne układów mechanicznych ze szczególnym uwzględnieniem metody elementów skończonych.

mgr inż. Mirosław MIŚCICKI – specjalność: diagnostyka układów mechanicznych

ANALIZA DESTRUKCJI MASZyny METODĄ ANALIZY ROZKŁADU MOCY OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH

Henryk KAŹMIERCZAK
Tadeusz PAWŁOWSKI

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych Poznań
Ul. Starołęcka 31, 60-963 Poznań
Email: kazmhenr@pimr.poznan.pl

Streszczenie

W maszynie poddawanej wymuszeniom zewnętrznym następują zmiany struktury materiałowej jej elementów oraz zmiany struktury montażowej maszyny. Procesy te mają wymiar energetyczny. W referacie przedstawiono metodę analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w zastosowaniu do identyfikacji strukturalnej procesu destrukcji, wyznaczając przestrzenno-czasowe charakterystyki destrukcji węzłów konstrukcyjnych maszyny i charakterystyki oddziaływań źródeł wymuszeń na poszczególne elementy węzłowe maszyny. Znajomość widmowych charakterystyk funkcyjnych mocy sił destrukcji pozwala zidentyfikować podatność destrukcyjną węzłów konstrukcyjnych na wymuszenie o danej częstotliwości. Stanowi to podstawę prognozowania diagnostycznego stanu technicznego odpowiedzialnych elementów maszyny.

Słowa kluczowe: trwałość maszyny, destrukcja, metoda, rozkład mocy obciążeń dynamicznych.

MACHINE'S DESTRUCTION DESCRIPTION BY THE METHOD OF ANALYSIS OF DYNAMIC LOADS POWER DISTRIBUTION

Summary

In a machine submitted to external extortions there appears changes of its elements in material structure and changes of the machine's assembling structure. These processes have the energetic dimension. The paper presents the use of the dynamic power distribution method in structural identification of destruction process, describing spatial-time characteristics of the machine's constructing nodes destructions and characteristics of extortions sources influences on the particular machine's nodel elements. Knowledge of spectral functional characteristics of destruction forces power allows to identificate destructional susceptibility of constructing nodes for the extortion with the particular frequency. It is the basis of prognosing for diagnostic technical condition of the machine's responsible elements.

Keywords: durability, destruction, dynamic loads power distributionow

1. IDEA METODY ANALIZY ROZKŁADU MOCY OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH[1]

Ilość rozpraszanej energii w maszynie może być wskaźnikiem intensywności procesów destrukcyjnych, stanowiących o jej trwałości i niezawodności. Istotą procesów destrukcyjnych nie jest jednak samo rozpraszanie energii, ale zwykle koncentracja rozpraszanej energii w niewielkich obszarach konstrukcji [6].

Obniżenie trwałości maszyny może wystąpić w wyniku ewolucyjnego procesu destrukcji lub w wyniku chwilowych przeciążeń[9]. Uszkodzenie elementów może prowadzić do katastrofy obiektów, w których są one instalowane. Celem badań diagnostycznych jest wykrycie niebezpieczeństwa uszkodzenia, bądź też stanu bezpośrednio prowadzącego do uszkodzenia. W referacie przedsta-

wiono charakterystyki destrukcji obiektu, oparte na modelu rozkładu mocy obciążeń dynamicznych [1]. Bazując na modelu procesora energii, z bilansu mocy:

$$N_i = N_u + N_d + V \quad (1)$$

gdzie:

N_i – moc wejściowa, moc źródła,

N_u – moc użyteczna,

N_d – moc dyssypacji wewnętrznej, powodującej destrukcję maszyny,

V – moc dyssypacji zewnętrznej (ciepło, hałas)

wynika potrzeba obniżenia mocy N_d i mocy V .

Ich udział zwiększa bowiem energochłonność eksploatacji maszyn, powodując nadto ich destrukcję.

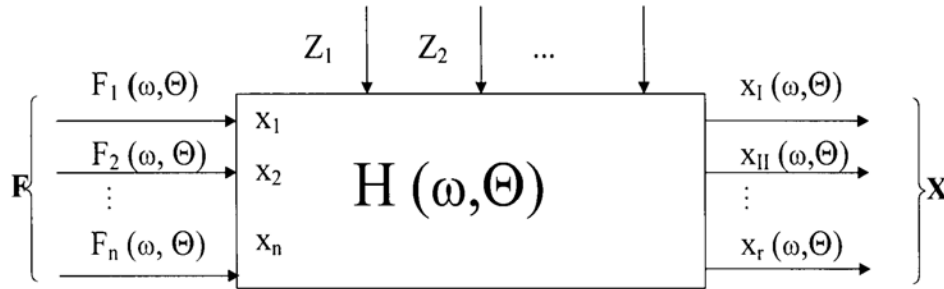
Rozważono maszynę o charakterystyce dynamicznej $\mathbf{H}_{ik}(j\omega, \Theta)$, poddaną wymuszeniu wielo-

wejściowemu (wektor sił wymuszających $\mathbf{F}_k(t, \Theta)$, $k=1, 2, \dots, n$.

W mechanice obciążeniem jest nazywane działanie na system mechaniczny wymuszeń zewnętrznych (sił czynnych i sił reakcji), momentów sił, ciepła itp.[7].

Moc obciążenia dynamicznego systemu mechanicznego jest energią odniesioną do jednostki czasu.

Mocą siły wymuszającej $F_k(t, \Theta)$, przyłożonej w pkt. A_k systemu mechanicznego, nazywana jest suma składowych mocy w prostokątnym układzie współrzędnych (rys.1).



Rys. 1. Model maszyny jako wielowejściowego – wielowyjściowego systemu mechanicznego, opisywany w dziedzinie częstotliwości[1]

$$N_k(t, \Theta) = F_{x_k}(t, \Theta)V_{x_k}(t, \Theta) + F_{y_k}(t, \Theta)V_{y_k}(t, \Theta) + F_{z_k}(t, \Theta)V_{z_k}(t, \Theta) \quad (2)$$

gdzie: $V_{x_k}(t, \Theta), V_{y_k}(t, \Theta), V_{z_k}(t, \Theta)$ są składowymi prędkościami drgań systemu w punkcie A_k struktury.

Przyjmując wyznaczalność wektora wymuszeń $\mathbf{F}_k(t, \Theta)$ i wektora prędkości drgań $\mathbf{V}_i(t, \Theta)$, będącego wektorem odpowiedzi w punktach $i = 1, 2, \dots, r$ maszyny, zdefiniowano macierz rozkładu mocy obciążeń[2]:

$$\mathbf{N}_{ik}(t, \Theta) = \mathbf{V}_i(t, \Theta)\mathbf{F}_k^{Tr}(t, \Theta), \quad i \geq k \quad (3)$$

Tr – symbol transformowania wektora (macierzy).

Elementy $V_i F_k$ macierzy rozkładu mocy obciążeń są iloczynami skalarnymi odpowiednich elementów transponowanego wektora wymuszeń $\mathbf{F}_k^{Tr}(t, \Theta)$

$$\mathbf{H}_{ik}(j\omega, \mathbf{D}(r, \Theta)) = \begin{Bmatrix} H_{11}[j\omega, D_{11}(\Theta)] & \dots & H_{1n}[j\omega, D_{1n}(\Theta)] \\ \dots & \dots & \dots \\ H_{n1}[j\omega, D_{n1}(\Theta)] & \dots & H_{nn}[j\omega, D_{nn}(\Theta)] \end{Bmatrix} \quad (5)$$

Różniczkowy model ewolucji stanu maszyny dla energii dyssypowanej wewnątrznie $N_d(\theta)$, można przedstawić w postaci :

$$\frac{N_d(\theta)}{N_{d_0}} = \left(1 - \frac{\theta}{\theta_b}\right)^{-1} = (1 - D)^{-1}, \quad (6)$$

$$D = \frac{\theta}{\theta_b}$$

gdzie θ_b - skończony czas życia systemu determinowany jego parametrami, a N_{d_0} początkowy poziom energii dyssypowanej wewnątrznie. Zależność (6) opisuje bezwymiarowy czas życia D i resztkowy czas użytkowania maszyny $(1-D)$.

pomnożonego lewostronnie przez odpowiednie elementy wektora prędkości drgań $\mathbf{V}_i(t, \Theta)$.

W dziedzinie częstotliwości, holistyczny model stanu obciążeń maszyny opisywany jest przez macierz gęstości widmowych mocy obciążeń dynamicznych w systemie mechanicznym [8]:

$$\{G_{N_{ik}}(j\omega, \Theta)\} = \mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta) \cdot \mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta) \quad (4)$$

gdzie: $\mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta)$ – macierz impedancji maszyny, $\mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta)$ – macierz gęstości widmowych wymuszeń

Elementy macierzy charakterystyk dynamicznych są funkcją miar destrukcji D [4]:

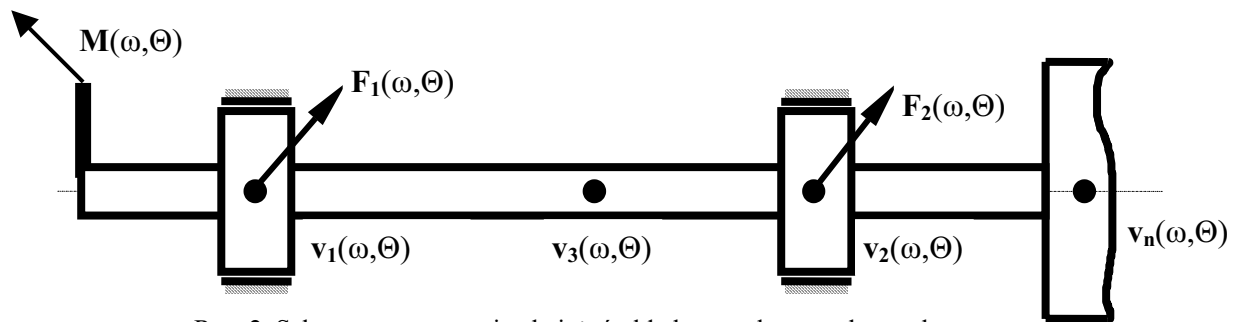
W wielowejściowym - wielowyjściowym systemie mechanicznym macierz rozkładu mocy obciążeń dynamicznych maszyny ma postać [4]:

$$N_{ik}(j\omega, \Theta) = \begin{Bmatrix} N_{11,dyss}(\omega, \Theta) & N_{12}(j\omega, \Theta) & \dots & N_{1n}(j\omega, \Theta) \\ N_{21}(j\omega, \Theta) & N_{22,dyss}(\omega, \Theta) & \dots & N_{2n}(j\omega, \Theta) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ N_{r1}(j\omega, \Theta) & N_{r2}(j\omega, \Theta) & \dots & N_{r,ndyss}(\omega, \Theta) \end{Bmatrix} \quad (7)$$

przy czym $k = 1, 2$ – punkty przyłożenia wymuszeń zewnętrznych,

$i = 1, 2, \dots, n, n+1, n+2, \dots, r$ – punkty badania maszyny, przyjęte jako punkty krytyczne ze względu na jej trwałość.

Elementy na głównej przekątnej macierzy rozkładu mocy obciążeń są charakterystykami mocy dyssypowanej w maszynie w wyniku działania poszczególnych, zewnętrznych sił wymuszających. Pozostałe elementy macierzy są wielkościami zespolonymi. Części urojone są miarami mocy obciążeń przenoszonych w wyniku działania poszczególnych sił przyłożonych do maszyny w punktach k i wyznaczanych w węzłowych punktach i . Każdy z elementów tej macierzy jest charakterystyką mocy obciążeń, wynikającą z własności dynamicznych (stanu technicznego) całego systemu oraz wymuszeń. Mierzalna zmiana własności jakiegokolwiek elementu systemu lub też zmiana wymuszenia odzwierciedlana jest odpowiednio w poszczególnych elementach macierzy rozkładu mocy obciążeń. Stanowi to główne zagadnienie problemu modelowania energetycznego obciążeń systemu mechanicznego i jego trwałości oraz resztkowego czasu życia.



Rys. 2. Schemat wyznaczania obciążeń układu napędowego dwupodporowego

Otrzymuje się inertancje[8]:

$$\begin{aligned} H_{mm}(j\omega) &= \frac{a_m(\omega)}{M(\omega)}, \\ H_{im}(j\omega) &= \frac{a_i(\omega)}{M(\omega)}, \\ H_{km}(j\omega) &= \frac{a_k(\omega)}{M(\omega)} \end{aligned} \quad (10)$$

gdzie: $M(\omega)$ -moment siły wymuszającej w teście modalnym, a_m - przyspieszenie drgań w punkcie zadawania wymuszenia, a_i , a_k - przyspieszenia drgań w węzłowych punktach maszyny(test modalny).

Można pokazać, iż każdy z elementów macierzy charakterystyk dynamicznych wyznacza się ze wzoru:

$$H_{ik}(j\omega) = \frac{H_{im}(j\omega) \cdot H_{km}(j\omega)}{H_{mm}(j\omega)} \quad (11)$$

Macierz gęstości widmowych wymuszeń zewnętrznych $\mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta)$ wyznacza się w oparciu o znajomość, wyznaczonej ze wzoru (11) macierzy inertancji dynamicznych i wektora odpowiedzi(1). Badając poszczególne elementy macierzy rozkładu mocy obciążeń $\bar{\mathbf{N}}_{ik}(\Theta)$ w funkcji czasu ewolucji stanu wyznacza się trend zmian stanu poszczególnych węzłów konstrukcyjnych maszyny[1].

2. PRZYKŁAD

W maszynie wirnikowej wielkością wejściową jest moment siły wymuszającej $M(t, \Theta)$.

Moc(korygowana) wymuszenia momentem siły:

$$Nm(t, \Theta) = M(t, \Theta) V(t, \Theta) \quad (8)$$

Macierz gęstości widmowych mocy obciążeń dynamicznych węzłów łożyskowych maszyny wirnikowej w dziedzinie częstotliwości opisuje wzór:

$$\{G_{N_{ik}}(j\omega, \Theta)\} = \frac{1}{\omega} \mathbf{H}_{a_{ik}}(j\omega, \Theta) \cdot \mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta) \quad (9)$$

Podstawowym problemem jest wyznaczenie macierzy charakterystyk dynamicznych maszyny wirnikowej $H_{ik}(j\omega)$ [7]. Przy realizacji testu modalnego metodą eksperymentalnej analizy modalnej zadajmy wymuszenie momentem siły

$M(\omega)$, przyłożonym do wału napędowego maszyny wirnikowej(rys. 2).

Proces destrukcji systemu odzwierciedla się przez wzrost odpowiednich elementów macierzy mocy obciążeń $\bar{\mathbf{N}}_{ik}(\Theta)$, umożliwiając lokalizację narastającej destrukcji w maszynie [2]. Obserwacja poszczególnych charakterystyk rozkładu mocy obciążeń w czasie Θ pozwala uzyskać te z nich, w których narastanie obciążenia jest najwyższe. Pozwala to zidentyfikować najsłabsze ogniwa maszyny oraz określić czas jej życia Θ i kierunki optymalizacji energetycznej[7].

3. WNIOSKI

- 1) Zastosowanie metody analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych umożliwia zbudowanie modelu przestrzennego rozkładu obciążeń węzłów konstrukcyjnych maszyny oraz badanie procesów destrukcji węzłów i przenoszenia energii.
- 2) Zmiany strukturalne elementów maszyny opisywane są przez widma mocy sił destrukcji. Metoda umożliwia badanie wielkości opisujących proces destrukcji maszyny spowodowany zmianami w strukturze elementów maszyny, poddawanej obciążeniom zewnętrznym.

4. LITERATURA

- [1] H. Kaźmierczak, Analiza rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych, Rozprawy Nr 363, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznan 2001.
- [2] H. Kaźmierczak, Dynamic load power distribution in mechanical systems, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 3(127),127-141, ITE Radom 2003.
- [3] H. Kaźmierczak, Badania trwałości zmęczeniowej maszyn metodą analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych, Diagnostyka vol.26, 133-142, 2002, PTDT przy Wydziale Nauk Technicznych PAN.
- [4] H. Kaźmierczak, Energetyczny model dynamiczności konstrukcji [w:] *Współczesne zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych*, 124-131, AGH Kraków 2002,.
- [5] H. Kaźmierczak, Metoda analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w zastosowaniu do diagnostyki, DIAG 2003, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa 2003.
- [6] H. Kaźmierczak, Energetyczna ocena destrukcji maszyny, XXX, Jubileuszowe Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Politechnika Śląska, Katowice 2003..
- [7] H. Kaźmierczak, Energetic description of the destruction process of machine structural nodes, Machine Dynamics Problem, Vol. 27, No 3, 113-123, Warszawa 2003
- [8] H. Kaźmierczak, Rola eksperymentu modalnego w badaniach trwałości struktur mechanicznych, w *Zagadnienia Analizy Modalnej Konstrukcji Mechanicznych* 131-137, AGH, Kraków 2003
- [9] H. Kaźmierczak, Holistyczność modelowania obciążeń w systemach mechanicznych, Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering , Vol.47 Nr3, 21-24, Poznań 2002

modelowania obciążeń w maszynach Jest autorem metody analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych. Jest członkiem krajowych i zagranicznych towarzystw naukowych.



Doc dr hab. Henryk KAŹMIERCZAK – absolwent Wydziału Mat. Fiz. Chem. Uniwersytetu im. Adama Mickiewicza w Poznaniu, stopień doktora nauk technicznych uzyskał w 1977r. na Wydziale Budowy Maszyn Politechniki Poznańskiej. Stopień doktora habilitowanego nauk technicznych z dziedziny mechanika uzyskał w 2002r. na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej. Pracuje w Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych w Poznaniu. Jest autorem ponad 250 publikacji naukowych. Zajmuje się zagadnieniami z dziedziny dynamiki maszyn, diagnostyki technicznej, identyfikacji własności dynamicznych maszyn, w tym metodami analizy modalnej. Ostatnie publikacje dotyczą energetycznego

modelowania obciążeń w maszynach Jest autorem metody analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych. Jest członkiem krajowych i zagranicznych towarzystw naukowych.

MODEL BASED DIAGNOSTICS – TODAY AND TOMORROW

Jan KICIŃSKI

Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk

Summary

The paper presents author's opinions concerning capabilities and limitations of the model based diagnostics. Present development in computer science and methodology of modelling has increased those capabilities considerably. It is obvious that talking about model based diagnostics assumes possessing not only an advanced theoretical model of the examined object but also models of irregular states and mutual relations between defects and their symptoms. Acquiring sufficiently reliable relations of defect-symptom type is a difficult, and frequently an extremely difficult task.

The opinions presented in the paper concern one of the most intriguing phenomena, namely the formation of whirls and whips in slide bearings of a rotating machine. Although those phenomena are being the object of investigation in many research centres all over the world, their physics has not been satisfactorily recognised yet. The paper presents the abilities of computer simulation of the development of oil whirls and whips using the methods characteristic for model based diagnostics. The presented opinions are only considered an example of capabilities of this line of science. Moreover, they were used for formulating conclusions of more general nature.

Keywords: model-based diagnostics, oil whirl and whip, hydrodynamic instability, rotor dynamics

Streszczenie

W referacie przedstawione zostały rozważania autora dotyczące diagnostyki według modelu, jej ograniczeń i możliwości. Współczesny rozwój informatyki a także metodologii modelowania znacząco te możliwości zwiększył. Jest rzeczą oczywistą, iż aby mówić o diagnostyce według modelu dysponować musimy nie tylko zaawansowanym modelem teoretycznym analizowanego obiektu, ale także modelami stanów anormalnych i wzajemnymi relacjami pomiędzy defektami i ich symptomami. Zdobycie odpowiednio wiarygodnych relacji typu defekt-symptom jest zagadnieniem trudnym, a często bardzo trudnym.

Przedstawione w niniejszej pracy rozważania odnoszą się do jednego z najbardziej frapujących zjawisk, a mianowicie rozwoju wirów i bicia olejowego w łożyskach ślizgowych maszyny wirnikowej. Pomimo, iż zjawiska te były i są nadal przedmiotem badań w wielu ośrodkach na całym świecie, fizyka tego zjawiska nie została wyczerpująco rozpoznana. Przedstawione zostaną możliwości komputerowej symulacji rozwoju wirów i bicia olejowego za pomocą metod właściwych diagnostyce według modelu. Przedstawione w pracy rozważania potraktowane zostały wyłącznie jako przykład możliwości tej dyscypliny wiedzy i posłużyły do sformułowania bardziej ogólnych wniosków.

1. INTRODUCTORY REMARKS

A basic problem of the model based diagnostics is the ambiguity of relations between modelled defects and their symptoms. This fact makes the interpretation of the results obtained from the computer analysis considerably more difficult. When examining, for instance, a big rotating machine, i.e. the object of extreme complexity, we have to deal not only with the ambiguity of the

defect-symptom type relations, but also with problems in modelling numerous phenomena, like material or external damping, shape of the kinetostatic line, stiffness and dynamic damping of the supports, or, last but not least, the development of hydrodynamic instability in sliding bearings, in particular the development of oil whirls and whips. A classical approach to this type of objects is shown in Fig. 1.

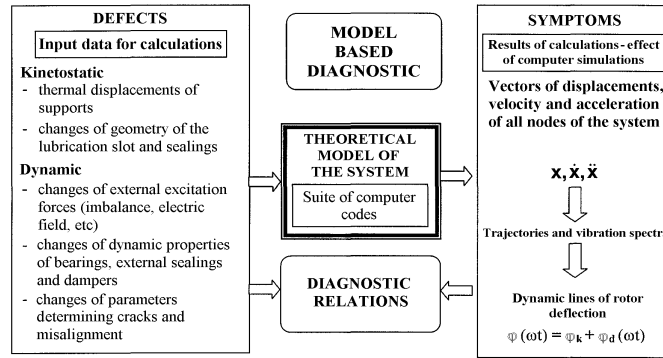


Fig. 1. Model based diagnostics of rotating machinery. A concept of acquiring diagnostic relations.

2. RESEARCH TOOLS AND VERIFICATION

In a classical rotating machine three principal sub-systems can be named:

- rotor line with discs, clutches and imperfections like cracks or misalignments
- hydrodynamic journal bearings and labyrinth seals
- foundations with supports and external bearing fixings

Particularly difficult for theoretical modelling are slide bearings and labyrinth seals. In IFFM PAS, Gdansk, a so called diathermal model of heat transfer in bearings (the code DIATER) has been developed, which consists of coupled Reynolds, energy and conduction equations, and a corresponding model of hybrid lubrication in the case of supplying from the siphon pockets and possible bush skewness (the code IZOSLEW) – Fig. 2.

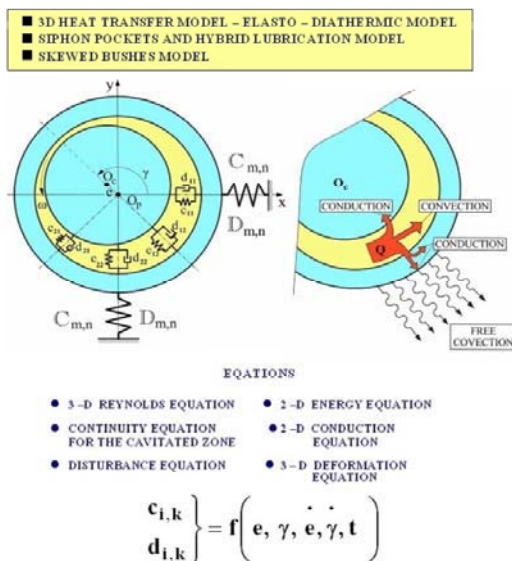


Fig.2. Thermal model of bearing assumed in analysis (DIATER) and corresponding hybrid lubrication model (IZOSLEW)

The above bearing models have been described in detail in [23] or partially in [22,24,25] and hence are not presented here.

The line of rotors with discs has been modelled by means of the FEM method featuring typical beam elements with 6 degrees of freedom in each node [16,17,22].

A key issue is now to develop a general algorithm of calculations, both kinetostatic and dynamic, which would combine all mentioned above sub-systems of the entire system, and the algorithm of dynamic calculations incorporating possible non-linear external excitations of the system and large displacements of shafts in bearings. In IFFM PAS, Gdansk, a computer system named NLDW has been developed for non-linear analysis of very complex rotor-bearing-foundation systems. The system NLDW forms a basic research tool used in the present work. Due to obvious reasons, the issues concerned with capabilities of that vast system will not be discussed here, nor the details related to the description of the utilized equations and simplifying assumptions. Such information can be found in [18-20,22,24,25].



Fig. 3. Multi-scale research rig used for experimental verification of NLDW system. The object assumed in further investigations.

A separate issue is the experimental verification of the developed research tools. The NLDW system has undergone a detailed verification procedure both

in the laboratory scale and on real objects, such as large power industrial turbine units. Two examples of code verification on the research rig will be presented, whilst neglected will be abundant reports on the code verification on real objects. Fig. 3 presents a photograph of a multi-scale and multi-support research rig operating at the IFFM PAS vibroacoustics laboratory, where the verification

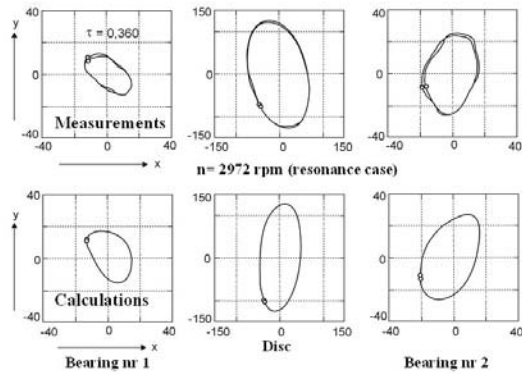


Fig. 4. Example of verification of NLDW system on the multi-scale research rig within the range of its stable operation (in resonance)

investigations have been conducted. The next figure, Fig. 4, shows an example of NLDW code verification under typical stable conditions of the rig operation, whereas in Fig. 5 a more interesting case of verification is given, after the stability threshold has been surpassed, which resulted in the existence of oil whirls. This is of high importance as the

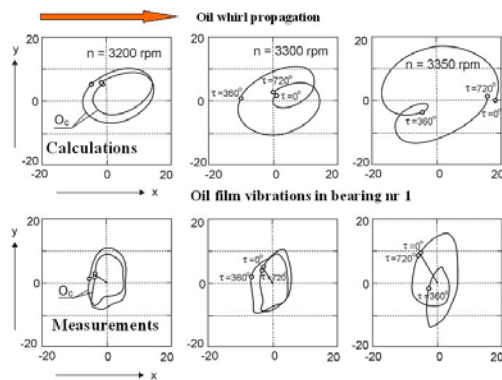


Fig. 5. Example of verification of NLDW system on the multi-scale research rig after surpassing the stability threshold (in the region of oil whirls)

modelling of oil whirls under conditions of stability loss in a large rotating machine is very difficult. Therefore the results presented in Figs. 4 and 5 can be regarded as satisfactory.

3. SELECTED SIMULATION TESTS. DEVELOPMENT OF OIL WHIRLS AND WHIPS

The example of verification of the NLDW computer system, shown in Fig. 5, refers to the

experimental measurements and computer simulation of oil whirls in the slide bearing mounted at the research rig. It has been well recognised that oil whirls form when the system surpasses the stability threshold, i.e. in the range in which traditional methods of linear modelling of the phenomenon cannot be used any longer. It can be shown that in those cases a non-linear model relatively well describes the state of a machine, as it allows analysing qualitative transitions, in this particular case from classical vibrations with elliptical trajectory shapes to those with whirl structures. The detailed computer analysis makes it also possible to recognise characteristic diagnostic factors of the current state of the examined phenomenon and understand its physics. Without simulation studies such an assessment, based solely on experimental results, would be more difficult and, first of all, much more expensive.

So, let us carry out a bit more systematic study of the propagation of oil whirls, which, however, will be treated here only as an illustrative example of capabilities of the model based diagnostics. Fig. 6 shows an object selected for investigations (a two-support model rotating machine with slide bearings), along with the MES digitisation and node numbers. We can observe the development of oil whirls and whips in bearing No. 1 as a function of the increment of rotor rotational speed after the stability threshold has been surpassed. The system is subject to action of external excitation forces resulting from residual unbalance of the disc. Basic characteristics of the bearings are the following: journal diameter – 0.1 m, radial cylindrical clearance - 90 μm, bushing width / journal diameter ratio - 0.5, lubricating agent – machine oil Z-26. The results of the computer simulation carried out using the NLDW system are given in Figs. 7-9.

An interesting conclusion resulting from Fig. 7 is that oil whirls develop by slow splitting of the elliptical trajectory into two loops: external and internal. In the first phase the internal loop decreases, then starts increasing again, during which it moves to the place previously occupied by the external loop. The initial external loop decays with time, and in the final whirl development phase we have only one trajectory of a shape close to a circle. The whirls start the next, much more dangerous development phase, which is oil whipping. This situation is illustrated in Fig. 8. The observation of phase markers, i.e. the locations on the trajectories corresponding to external excitation force vectors directed horizontally to the right in the assumed reference system (TAL=0, 360, or 720 degrees) provides practical data on the diagnostic factor referring to the hydrodynamic instability, as illustrated in Figs. 9 and 10.

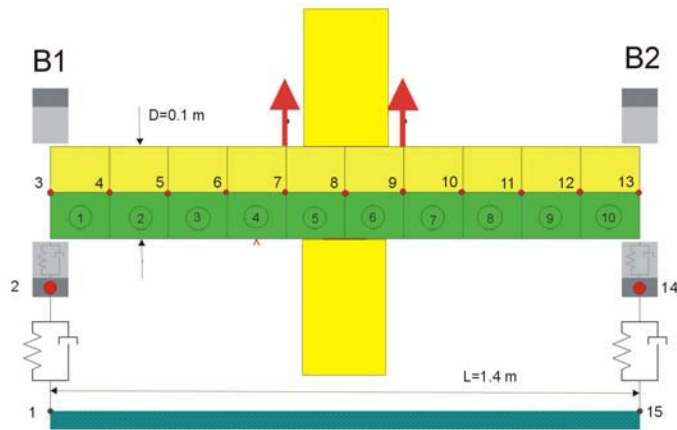


Fig.6. The object used for investigations, (two-support model rotating machine with slide bearings), along with MES digitisation and node numbers.

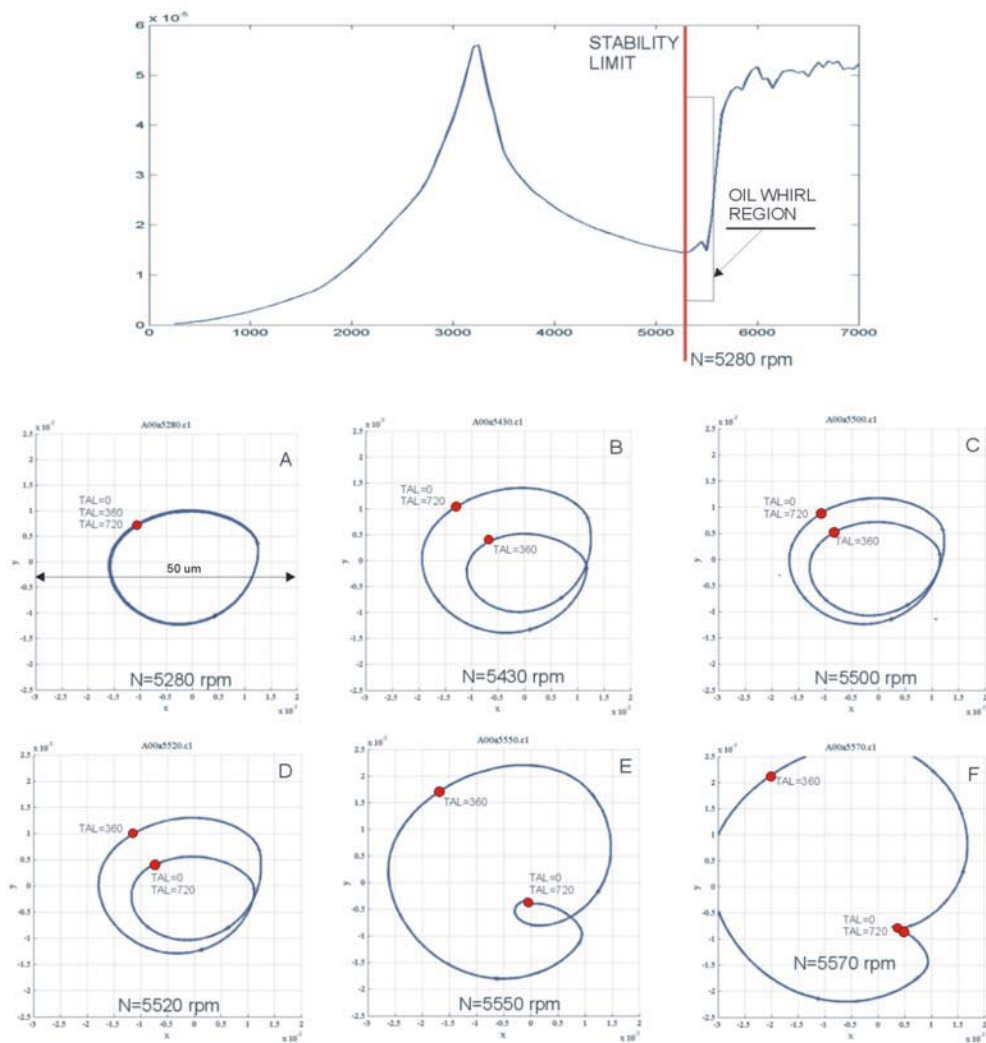


Fig.7. Computer simulation of development of oil whirls after surpassing the stability threshold of the system – phase of small oil vibrations. Calculations were carried out using NLDW system

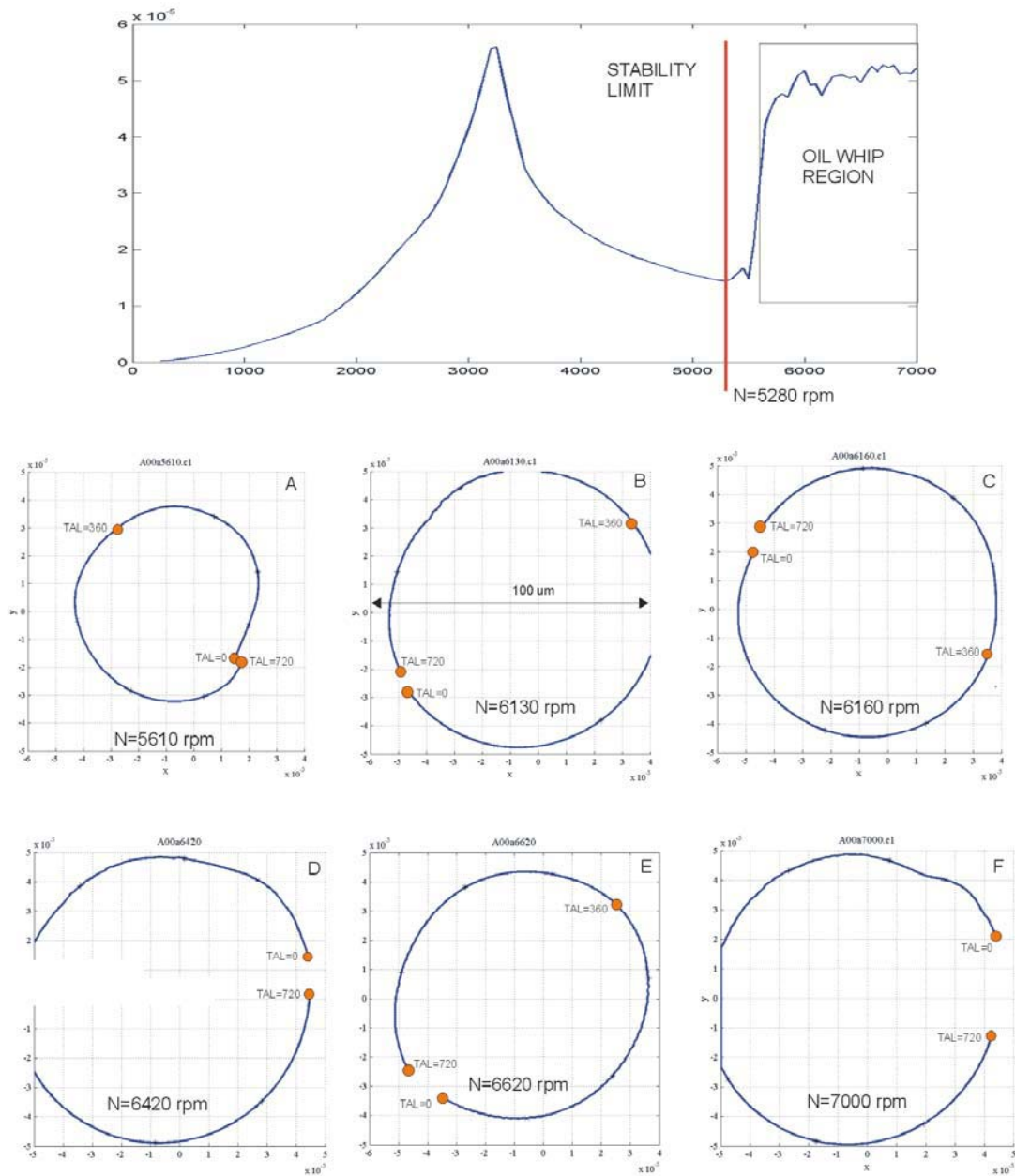


Fig. 8. Simulation of the transition of oil whirls to the oil whipping phase. Highly developed hydrodynamic instability – strong and dangerous oil vibrations.

Fig. 9 shows that in advanced phases of oil whipping the same position of the external excitation force vector (unbalance vector) corresponds to three different pressure distributions and, as a consequence, three different dynamic states of the bearing. It means that this state is represented by as many as three phase markers in the recorded trajectory range between 0 and 720 degrees. In this convention the oil whirls have two phase markers, while the range of stable operation of the machine –

one marker. This is illustrated in Fig. 10. The conclusions resulting from the analysis of Fig. 10 can be of high importance for monitoring the hydrodynamic instability, as they deliver practical measure of this type of states in the form of a number of phase markers. Obviously, other diagnostic determinants can be named which are specific for oil whirls and whips (vibration spectra, for instance), but they are neglected here due to limited volume of the paper and its aim.

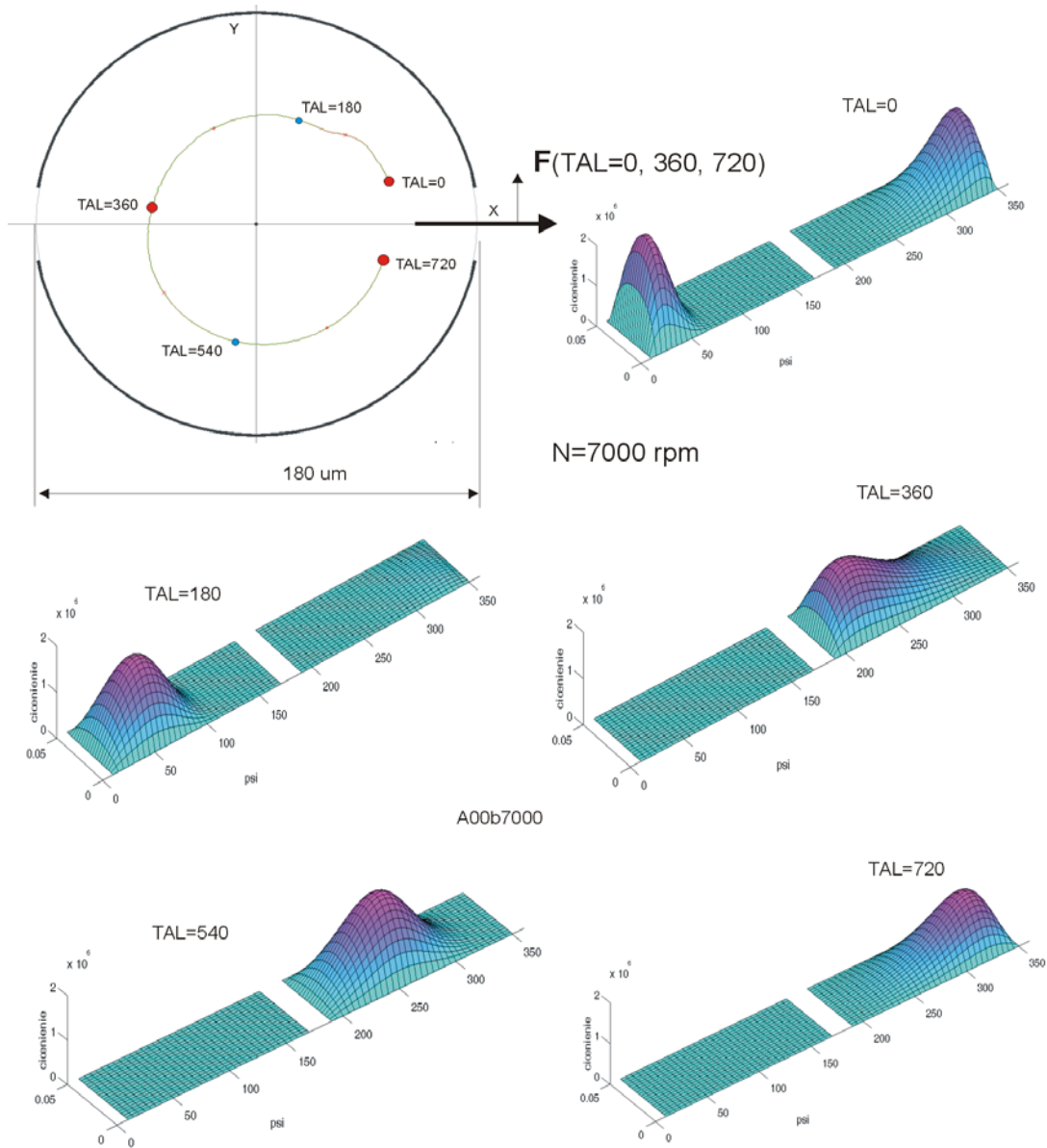


Fig. 9. Instantaneous hydrodynamic pressure distributions in the bearing for selected journal positions on the trajectory within the oil whipping range. The trajectory is presented on the background of the bearing clearance circle.



Fig. 10. Proposed classification of hydrodynamic instabilities in the system and introduction of diagnostic determinants.

4. FINAL CONCLUSIONS

The examples of whirl propagation and oil whipping which are given in the paper make only a small part of research activities in this area. But even in this limited form they prove interesting capabilities of the computer analysis, increasing the potential of the new and rapidly developing branch of science which is the model based diagnostics. Numerous similar advanced analyses of regular and irregular states of various types of objects are expected to take place in the future, thus defining future directions of research development in technical diagnostics. This fact will affect current challenging tasks not only in diagnostics, but also in the entire science oriented on the construction and operation of machines.

REFERENCES

1. Dan Guo, Fu-Lei Chu, Yong-yong He, *Vibration analysis of rotor with transverse surface cracks*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, June 16-19, 2003, Atlanta, USA, GT2003-38041.
2. Itzhak Green, Cody Casey, *Crack detection in rotor dynamic system by vibration monitoring*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, June 16-19, 2003, Atlanta, USA, GT2003-38659.
3. Ilmar F. Santos, Rodrigo Nicoletti, A. Scalabrin, *Feasibility of applying active lubrication to reduce vibration in industrial compressors*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, June 16-19, 2003, Atlanta, USA, GT2003-38225.
4. J. Gomez-Mancilla, V.R. Nosov, R. Garcia-Illescas, *Detection of steady crack growth on rotating shafts*, ISCORMA-2, Gdansk, Poland, 4-8 August 2003.
5. J. T. Sawicki, D. E. Bently, Xi Wu, G. Y. Baaklini, M. I. Friswell, *Dynamic behavior of cracked flexible rotor subjected to constant driving torque*, ISCORMA-2, Gdansk, Poland, 4-8 August 2003.
6. N. Bachschmid, E. Tanzi, *Non-linear effects in cracked rotors*, IFToMM Conference, Sydney, 2002.
7. N. Bachschmid, P. Pennacchi, E. Tanzi, P. Verrier, F. Hasnaoui, K. Aabadi, *Crack detectability in vertical axis cooling pumps during operation*, IFToMM Conference, Sydney, 2002.
8. J.D. Yang, T.S. Zheng, W. Zhang, H.Q. Yuan, B.C. Wen, *The complicated response of a simple rotor with a fatigue crack*, IFToMM Conference, Sydney, 2002.
9. R. Garcia-Illescas, J. Gomez-Mancilla, *Vibration analysis in the characterization of the dynamic behavior of cracked rotating shafts*, IFToMM Conference, Sydney, 2002.
10. S. Subbiah, J. Montgomery, R.L. Banks, *Studies on rotor cracks due to bending and torsional effects*, IFToMM Conference, Sydney, 2002.
11. A. K. Darpe, A. Chawla, K. Gupta, *Analysis of the response of a cracked Jeffcott rotor to axial excitation*, Journal of Sound and Vibration, 2002, **249**, pp. 429-445.
12. C. A. Papadopoulos, A. D. Dimarogonas, *Coupled longitudinal and bending vibrations of a rotating shaft with an open crack*, Journal of Sound and Vibration, 1987, **117**, pp. 81-93.
13. A. Muszynska, P. Goldman, D. E. Bently, *Torsional/lateral vibration cross-coupled responses due to shaft anisotropy: a new tool in shaft crack detection*, ImechE, 1992, C432/090, pp.257-262.
14. M.-W. Suh, M.-B. Shim, M.-Y. Kim, *Crack identification using hybrid neuro-genetic technique*, Journal of Sound and Vibration (2000) **238**(4), pp. 617-635.
15. A. Nandi, S. Neogy, *Dynamic response of cracked beams and beams with an imperfect support*, Proceedings of VETOMAC-1 Conference, Bangalore, INDIA, 2000.
16. W. Ostachowicz, M. Krawczuk, *Coupled torsional and bending vibrations of a rotor with an open crack*, Ingenieur-Archiv, 1992, **62**, pp. 191-201.
17. J. F. Knott, *Fundamentals of fracture mechanics*, Butterworths, London, 1973.
18. J. Kiciński, R. Drozdowski, P. Materny, *The nonlinear analysis of the effect of support construction properties on the dynamic properties of multi-support rotor systems*, Journal of Sound & Vibration (1997) **206**(4), pp. 523-539.
19. J. Kiciński, R. Drozdowski, P. Materny, *Nonlinear Model of Vibrations in a Rotor – Bearings System*, Journal of Vibration & Control, Vol. 4, n. 5, 1998, pp. 519-540.
20. J. Kiciński, A. Markiewicz-Kicińska, *Coupled nonlinear vibrations in multi-support rotors founded on slide bearing*, Proceedings of VETOMAC-1 Conference, Bangalore, INDIA, 2000, pos. CP 047.
21. J. Kiciński, W. Cholewa, *Diagnostic system DT200-1 for large power (200 MW) turbosets*, 1998, IFFM Proceedings, Gdansk, Poland.
22. Z. Walczyk, J. Kiciński, *Dynamics of Turbosets* (monograph in polish), Technical University of Gdansk Publishers, Gdansk, 2001.
23. J. Kiciński, *Theory and investigations of hydrodynamic journal bearings* (monograph in polish), Ossolineum Publishers, Wrocław-Warszawa-Kraków, 1994.
24. J. Kiciński, *Coupled Non-Linear Vibrations in 200 MW Turbosets*, IFToMM Sixth International Conference on Rotor Dynamics-Proceedings, Vol. 1/2002, pp. 520-530.
25. J. Kiciński, A. Markiewicz-Kicińska, *Coupled Non-Linear Vibrations in Multi-Supported*

Rotors Founded on Slide Bearings, Advances in Vibration Engineering, Vol. 1, No 2, The Scientific Journal of the Vibration Institute of India, pp. 141-152.



Jan KICINSKI, born 1948, Professor, Deputy Director of the Institute, Head of Department of Rotor Dynamics and Journal Bearings, 1972- M.Sc. from Faculty of Mechanical Eng. TU Gdansk, since 1972 employed at Institute of Fluid-Flow Machinery (IFFM), 1986 - D.Sc. from IFFM, since 1995 full Professor. Since 1995 - Coordinator of two large Government ordered Research Projects concerning diagnostics of large power objects. Person in charge of Centre of Excellence. The main field of his research is in model-based diagnostics with special emphasis on the dynamics of rotors and journal bearings, coupled non-linear vibrations and new diagnostic determinants and inverse models methodology for knowledge acquisition. He has worked in his field of expertise for 20 years. He leads a research group of 16 staff. He has published over 100 scientific papers in journals and conferences and is on the editorial board of three scientific journals. 1998 he has been awarded with Siemens Research Prize.

NON-LINEAR VIBRATIONS AS A NEW DIAGNOSTIC TOOL - CRACK DETECTION EXAMPLE

Jan KICIŃSKI

Institute of Fluid Flow Machinery Polish Academy of Sciences in Gdańsk
e-mail: kic@imp.gda.pl

Summary

It is widely acknowledged from literature that material or structural imperfections of the shaft crack type are capable, in some cases, of generating coupled **non-linear** forms of lateral-axial-torsional vibrations in the rotating machine. Such information, however, pertains to small or model objects of that type. In the paper presented are investigations into the influence of the shaft crack on the dynamic state of a large, multi-supported rotating machine. Determined have been the cases where the crack is capable of inducing pronounced forms of vibrations, which can serve as basis for more reliable and effective diagnostics, or the cases, where the mechanism of couplings deteriorates, despite the existence of cracks with significant depths. Determined has been the degree of sensitivity of non-linear and mutually coupled system vibrations on crack propagation and conducted had been the assessment of their applicability as a diagnostic determinant of a the dynamic state in a large rotating machine.

Keywords: non-linear vibration, rotor dynamics, crack detection

Streszczenie

Znanym z literatury jest fakt, że imperfekcje materiałowe lub konstrukcyjne typu pęknięcie wału w niektórych przypadkach są w stanie wygenerować sprzężone drgania poprzeczno-wzdłużno-skrętne maszyny wirnikowej. Informacje te odnoszą się jednakże do małych lub modelowych obiektów tego typu. W pracy podjęte zostały badania wpływu pęknięcia wału na stan dynamiczny dużej, wielopodporowej maszyny wirnikowej. Określone zostały zarówno przypadki, dla których pęknięcie jest w stanie wywołać znaczące sprzężone formy drgań mogące być podstawą dla bardziej wiarygodnej i efektywnej diagnostyki, jak też i przypadki, dla których mechanizm sprzężeń zanika pomimo istnienia pęknięć o dużych głębokościach. Określony został stopień czułości nieliniowych i wzajemnie sprzężonych drgań układu na propagację pęknięcia oraz przeprowadzona została ocena ich użyteczności jako wyróżnika diagnostycznego stanu dynamicznego dużej maszyny wirnikowej.

1. INTRODUCTION

Issues of early detection of material and construction imperfections in rotating machines have been the merit of numerous publications for several years now [1-17,20,24,25]. Despite such abundant investigations conducted in that area all over the world there are still some issues unresolved. This regards particularly such problems as coupled forms of non-linear vibrations of multi-supported rotors induced by for example the shaft crack or the issue of appropriate determination of diagnostic determinant of such state.

Tracing the results of investigations on the assessment on the dynamic state of cracked rotors and early detection of that kind of defects [1-10] there can be several more general conclusions drawn, namely:

- directions of investigations tend to focus on the 1X and 2X harmonic responses in vibration spectra

- the 2X harmonic component is the most practical crack indicator to be implemented in a monitoring system [2,21]
- the 1X component of lateral vibrations is not sensitive to the crack depth, but the 1X component of axial vibrations and 2X component of lateral vibrations are very sensitive .

Obviously above conclusions are correct in principal, especially in specific cases analysed by authors of those publications. There can however be indicated situations, where the above conclusions are valid in a limited range and their generalisation may lead to significant errors in the analysis of the state of the object. This regards particularly large and multi-supported rotating machinery founded in slide bearings. One of the objectives of the present work is to indicate such cases.

Analysis of coupled, non-linear forms of vibrations of complex systems such as rotor-bearings-

foundation requires development of qualitatively new research tools in the form of adequate models and computer codes capable of generating defected vibration spectra in a linear and moreover non-linear regime of operation of considered object. Question arises, why is the non-linear description in such case so important? The answer is, that only the non-linear description (even in the stable range of system operation) generates non-elliptical trajectories and vibration spectra, in the shape of which the considered effects can be coded in. Such tools together with investigations on that topic will be presented in the present paper. At the same time an attempt will be made to justify the thesis that in the case of large and complex rotating systems the coupled forms of vibrations can serve in many cases as a better diagnostic determinant of the dynamic state of the object.

2 RESEARCH TOOLS

In the classical rotating machine there can be discerned three principal sub-systems:

- rotor line with discs, clutches and imperfections like cracks or misalignments
- hydrodynamic journal bearings and labyrinth seals
- foundations with supports and bearings external fixings

Particularly difficult in theoretical modelling are slide bearings and labyrinth sealings. At IFFM PAS in Gdansk there has been developed a so called diathermal model of heat transfer in bearings (the code DIATER), which consists of coupled Reynolds, energy and conduction equations and the model of hybrid lubrication in the case of supplying from the siphon pockets and possible bush skewness (the code IZOSLEW). The above bearings models have been described in detail in [23] or partially in [22,24,25] and hence will not be presented in the present paper. It is not even the intention of the latter.

The line of rotors with discs has been modeled by means of the FEM method featuring typical beam elements with 6 degrees of freedom in each node [16,17,22]. In order to account for a transverse shaft crack there has been applied, known from literature, model of the element with transverse crack due to Knott et al. [16,17] of the fully open – fully closed type.

A dynamic influence coefficient matrix of supporting structure and foundation has been determined by means of known commercial codes such as ABAQUS and ADINA, based on the FEM method.

A key issue is now to develop a general algorithm of calculations, both kinetostatic and dynamic, combining all mentioned above sub-systems of the entire system, and also development of the algorithm of dynamic calculations incorporating possible non-linear external

excitations of the system and large displacements of shafts in bearings.

Obviously, one possible way of solving of such system of equations is the iterative process. In Fig. 1 presented is a general algorithm of calculations, where at each time step calculated are new coefficients of shaft stiffness with imperfections corresponding to their actual values of displacement. Iterative process is conducted up to the moment of obtaining a full convergence of results of calculation

and satisfactory accuracy. In effect we will obtain non-elliptical trajectories of displacement and spectra in selected nodes for all coupled forms of lateral-axial-torsional vibrations.

It is worth stressing at that point the most important issue, namely the way of combination of the shaft “breathing” process with its kinematic and dynamic displacements. Suggested algorithm of non-linear calculations for the entire system (Fig. 1) enables combination of a linear model of the element itself with the crack in the way enabling non-linear analysis of final results. It is possible as analysed dynamic and kinetostatic displacements of the entire line of rotors have a non-linear character. Therefore the process of opening and closing of a crack depends on its location on the line of kinetostatic deflections φ_k as well as instantaneous dynamic displacements φ_d as schematically presented in Fig. 2. In the assumed model it is possible to locate the crack on the circumference with respect to the plane of action of external excitation forces denoted by the angle α_p . In effect the process of crack “breathing” (opening and closing) is a very complex function of following parameters: φ_k , φ_d and α_p .

The influence of kinetostatic deflections of the line of rotors on the form of crack interaction can be of very significant importance in some cases. At relatively high values of kinetostatic deflections compared to instantaneous dynamic deflections the “breathing” process may cease and the crack may remain open or closed at all times.

Suggested algorithm of calculations and particularly the way of incorporation into the procedure of the model of element with the crack with account of kinetostatic and dynamic rotor shaft deflections in the linear and non-linear range of displacements opens qualitatively new possibilities of assessment of the state of rotating machine with shaft imperfections and forms, in author's opinion, an important element of novelty in the present work.

Based on the above model developed has been at the IFFM PAS in Gdańsk a suite of computer codes with a general name NLDW, consisting of a whole family of specific codes for the analysis of rotor dynamics, slide bearings and supporting structure – Fig. 3.

The system NLDW forms a basic research tool utilized in the present work. Due to apparent reasons there will not be discussed issues concerned with capabilities of that vast system nor the details

related to the description of utilized equations and simplifying assumptions. Such information can be found in [18-20,22,24,25]

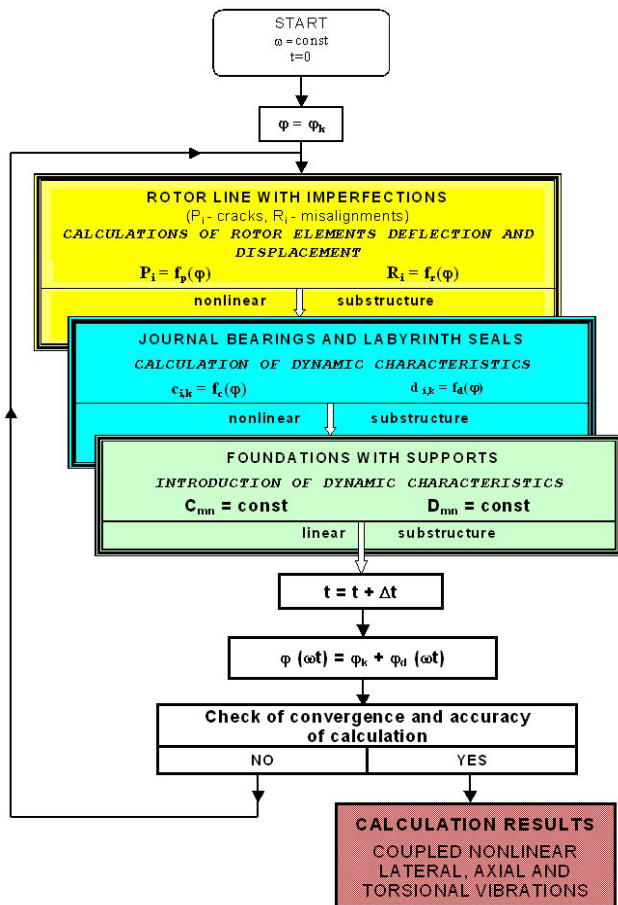


Fig. 1. A general algorithm of iterative procedure enabling non-linear analysis of coupled forms of vibrations with imperfections.

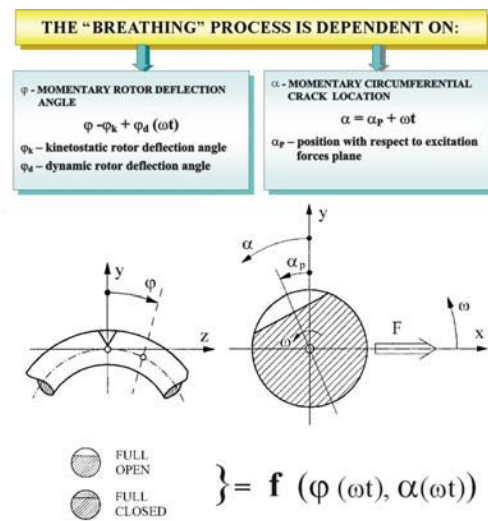


Fig. 2. Relation between the crack "breathing" process, the rotor kinetostatic and dynamic deflection and circumferential position.

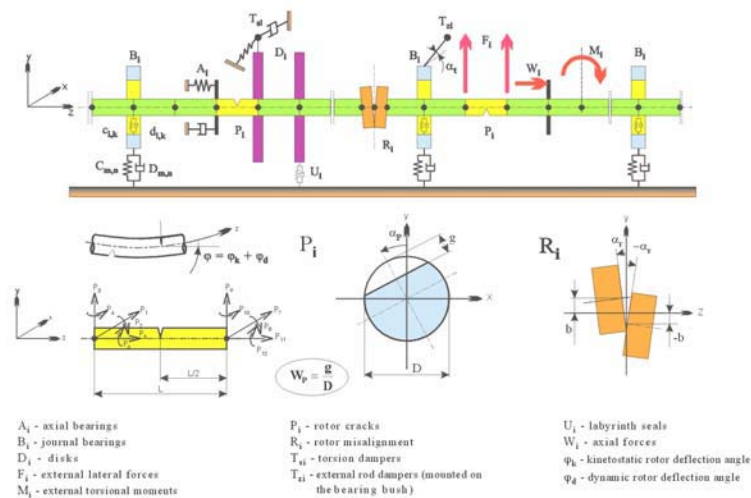


Fig.3. A computer system NLDW for non-linear analysis of rotor dynamics with imperfections, disks, slide bearings and supporting structure

3. OBJECT OF INVESTIGATIONS

Let's assume in further investigations the object presented in Fig. 4. It is a three-supported rotating machine with a shaft diameter $d=0.1$ m, its total length $L=3.2$ m with two discs of diameter $D=0.4$ m, supported in three slide bearings with cylindrical clearance. Matrices of dynamic influence of supporting structure have been experimentally measured. The system is influenced by two, counteracting in the phase domain, external excitation forces F_1 and F_2 , which are the effect of action of mass imbalance $M_1=M_2=0.0154$ kg applied to both discs of the radius $r=0.18$ m. In Fig. 4 presented is FEM discretisation of the line of rotors in assumed object together with location of external excitation forces.

Let's assume now that in the system, defined in such a fashion, there can exist interchangeably two cracks, namely **crack1** situated in the rigid clutch, hence in the vicinity of a middle bearing No. 2 and **crack2** situated in the middle part of the line of rotors between bearings No.2 and 3, hence in the part where large shaft displacements are expected. Obviously, the cracks **crack1** and **crack2** will assume a different depth and will be situated in various locations on the circumference with respect to the plane of action of external excitation forces. Investigations will be conducted for four selected angles α_p of circumferential location of a crack, as illustrated in Fig. 4. In the present work assumed has been a definition of a relative crack depth W_p assumed as a ratio of the crack depth to a shaft diameter.

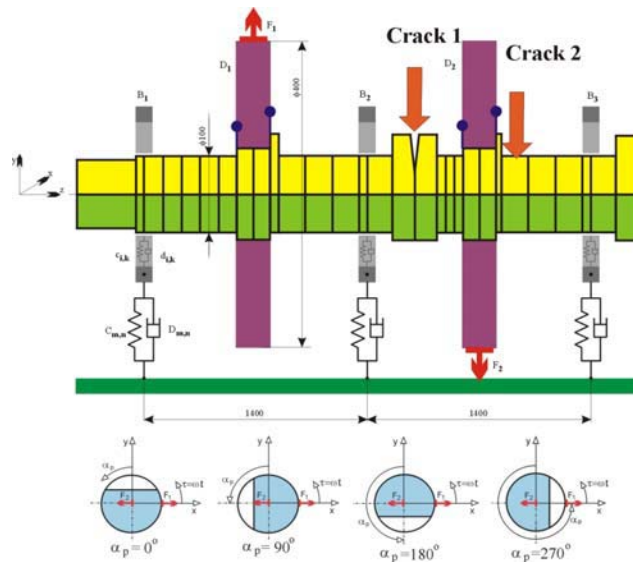


Fig. 4. FEM discretisation of a line of rotors of assumed object with localisation of cracks and specification of cases of their circumferential localisation.

4. INVESTIGATIONS INTO THE INFLUENCE OF CRACK LOCATION AND PROPAGATION

4.1. Influence of circumferential location of crack on transverse vibrations

Let's start our considerations from depicting the pattern of vibrations in the assumed object without cracks in the rotor shaft. Such case is regarded as a reference, very helpful in comparative analysis of cases with the crack. The results of calculations for the reference (base) case, in the form of so called diagnostic card, have been presented in Fig. 5. Calculations have been conducted for the system resonance velocity in the stable range of rotor operation (below the stability threshold limit). It is worth noticing here that assumed multi-supported rotor configuration generates dominant synchronous components of 1X type, but also generates notable super-harmonic components of 3X type (which is

perceptible particularly in the case of absolute vibrations of the bearings bushes No.1).

Let's assume now, that in the assumed object we are dealing with a crack situated in the clutch of the line of rotors, i.e. with the case of a **crack1**, as denoted in Fig.4. Conducted has been a series of calculations for different crack depths and different circumferential angles of location of α_p . It turned out that for each value of the crack depth there can be discerned two characteristic cases, namely the least and the most circumferentially advantageous location of crack, from the point of view of relative and absolute vibrations of bearing nodes, which corresponds to the angles $\alpha_p = 90^\circ$ and $\alpha_p = 270^\circ$, respectively. In Fig. 6 and Fig. 7 presented are diagnostic cards calculated for these two selected cases for the lateral vibrations.

As can be seen from the above figures the influence of circumferential location of a crack is very important, however very different in the case of

absolute vibrations of bushes and relative vibrations of oil film. In the case of unfavourable location of a crack ($\alpha_p = 90^\circ$) the amplitudes of absolute vibrations are over three times greater than in the case of the reference case. Interesting, that the same crack does not impose such a significant influence on relative vibrations of the oil film. It is sufficient, however, to shift the circumferential location of a crack toward a value of $\alpha_p = 270^\circ$ (the most favourable case) that the absolute vibrations of the bearings bush have become comparable to the base case, hence the case without the shaft crack.

An interesting observation here is a fact that in the vibration spectrum we do not observe noticeable

components of 2X type, however, values of superharmonic components of 3X type has increased compared to the reference case (compare Fig. 6 and Fig. 5). **This means, that there can exist cases, where the crack in the system reinforces already existent super-harmonic components and not necessarily generates a typical and expected spectrum component of 2X type.** The above conclusion can be very helpful in the case of monitoring systems of the state of the object, which bases generally on the analysis of spectrum components of 2X type (in the case of lateral vibrations).

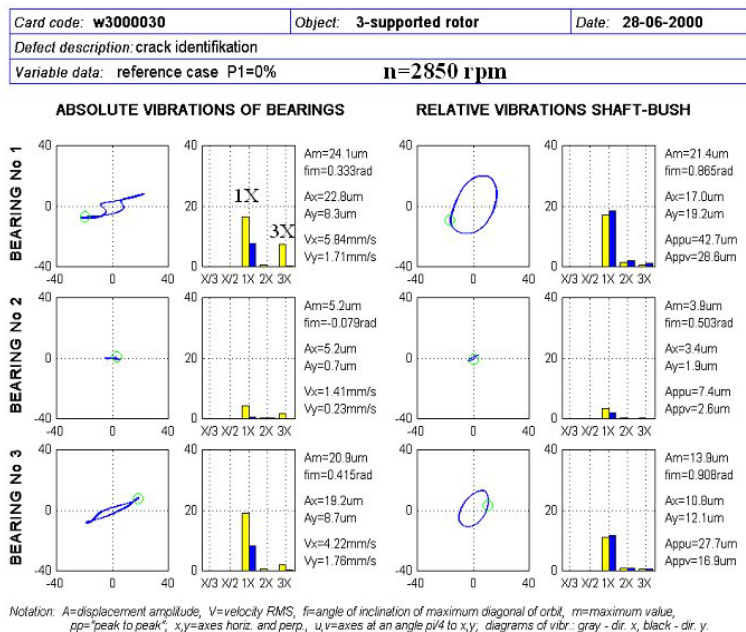


Fig.5. The results of calculations in the form of diagnostic card for the reference case without the crack. Trajectories and spectra of absolute bush vibrations and relative oil film vibrations for three bearings of multi-supported rotor from Fig. 4.

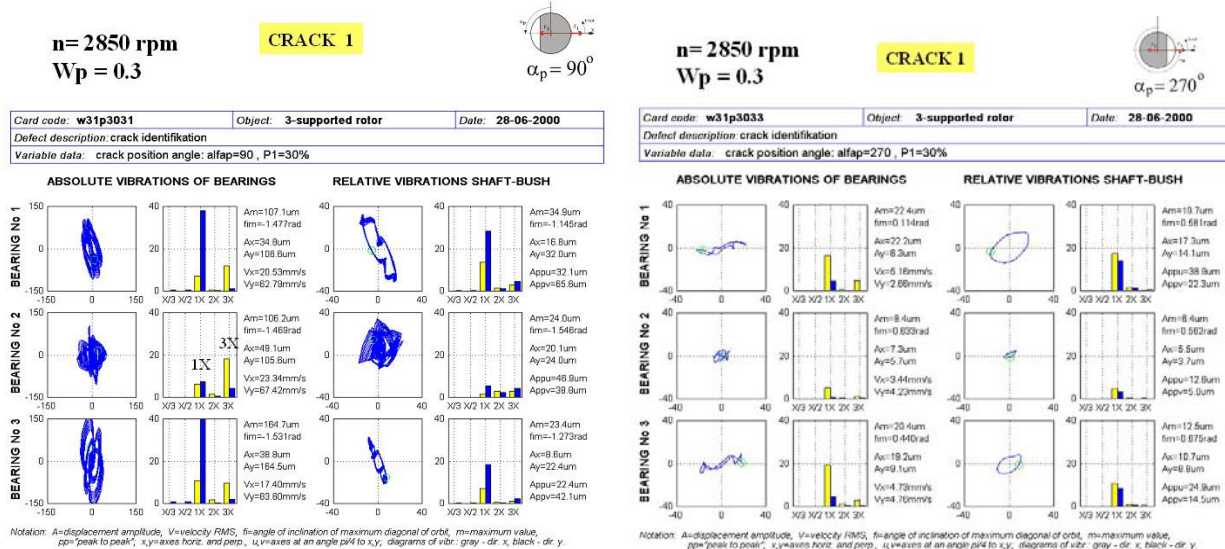


Fig. 6. Diagnostic card calculated for a crack with the depth of $W_p=0.3$ and the least favourable circumferential location $\alpha_p = 90^\circ$.

Fig. 7. Diagnostic card calculated for a crack with the depth of $W_p=0.3$ and the most favourable circumferential location $\alpha_p = 270^\circ$.

4.2. Coupled forms of vibrations induced by a crack

Let's proceed now to considerations related to coupled forms of vibrations and assessment of their applicability as a diagnostic determinant of a dynamic state of a large rotating machine. The first question to be answered is whether the rotor shaft crack is capable of generating, apart from apparent changes in distributions of lateral vibrations, significant axial and torsional vibration, despite the fact that in these directions there are no action of any external forces? In order to provide answer to that question conducted have been investigations, the results of which have been presented in Fig. 16-18.

From Fig. 8 it results that a crack with a moderate depth $W_p=0.2$ induced a second, very strong and dangerous resonance in the system **R2** at

lower rotational velocity of the rotor. Let's see what will be the distribution of coupled forms of vibrations at a rotor velocity exactly corresponding to resonance **R2**, hence potentially the most dangerous situation. Let's consider the case of least and most favourable circumferential location of the crack and see whether the crack is capable of inducing serious couplings in vibrations. The results of calculations have been presented in Fig. 9 and Fig. 10. It results from them that **the crack under conditions of a strong resonance can render very strong couplings of system vibrations**, for example amplitude of axial vibrations in the vicinity of bearing No. 2 is about 80 μm , and hence is of the similar order than the amplitude of lateral relative vibrations of oil film of that bearing! It is interesting that the amplitude of lateral absolute

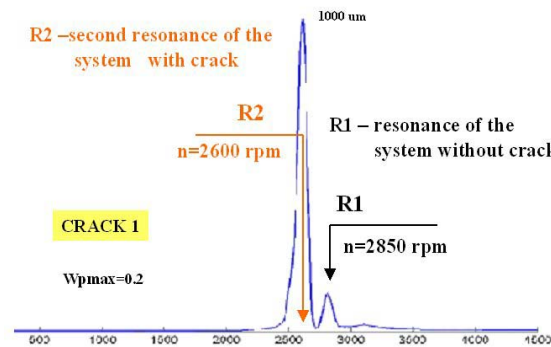


Fig. 8. Distribution of amplitude-frequency characteristics of the system for the crack situated in the clutch (crack1) with the depth $W_p=0.2$ and circumferential crack location $\alpha_p=90^\circ$.

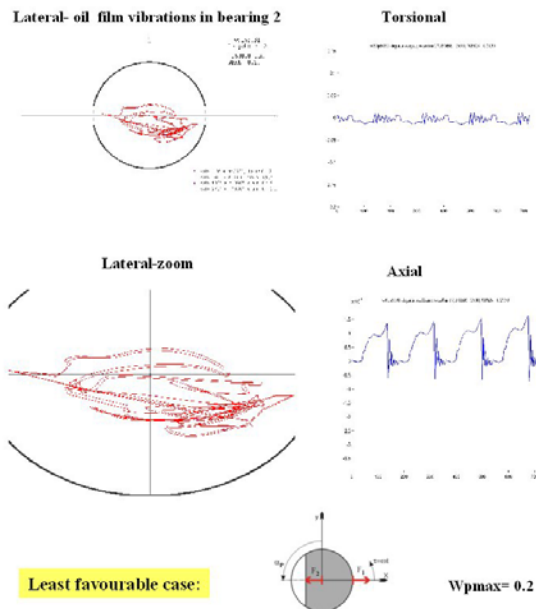


Fig. 9. Coupled forms of vibrations induced by the **crack1** with the depth $W_p=0.2$ calculated in the strong system resonance **R2** ($n=2600$ rpm - Fig.16) for the circumferential crack location $\alpha_p=90^\circ$.

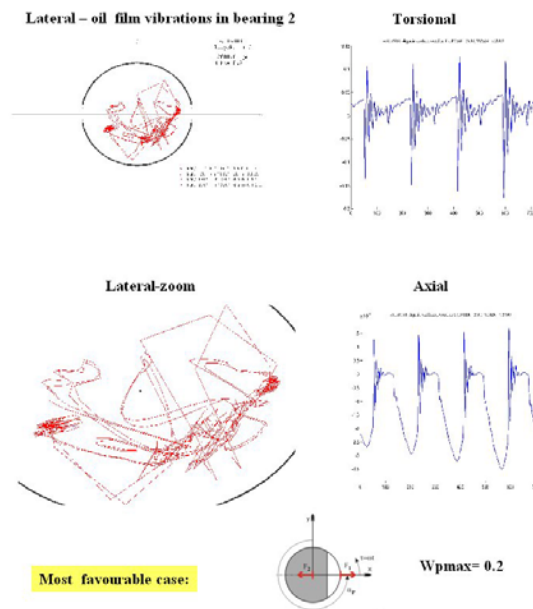


Fig. 10. Coupled forms of vibrations induced by the **crack1** with the depth $W_p=0.2$ calculated in the strong system resonance **R2** ($n=2600$ rpm - Fig.8) for the circumferential crack location $\alpha_p=270^\circ$.

vibrations at that location is greater by one order of magnitude. **This confirms the earlier conclusion, that the crack more formidably influences absolute vibrations of the bush or shaft than the relative vibrations of oil film, which are simply constrained by the extent of the bearing clearance.** Obviously, such large values of amplitudes of absolute vibrations of the shaft or bushes are not allowable in practice due to the possibility of the failure of the entire system.

Another interesting conclusion stemming from Fig. 9 and Fig. 10 is related to the influence of circumferential location of a crack. It turned out that such influence still remains significant, however this time it is of a different tendency. Hitherto most favourable case turned out to become the worst case. That remark regards both the lateral vibrations and coupled axial and torsional vibrations. The above means, that the influence of circumferential location of the crack in complex machines cannot be unanimously determined, which apparently impedes its diagnostics.

5. DISCUSSION AND CONCLUDING REMARKS

Let's return now to the principal thesis in the paper and the question whether the defect of the shaft crack type is capable of generating significant coupled forms of vibrations in a complex, multi-supported rotating machine and can these vibrations be a better diagnostic determinant of the state of the object.

The question formulated in the above fashion does not, unfortunately, have a unanimous answer. Generated coupled forms of vibrations strongly depend on the location of the crack in the system as well as object operational conditions. There exist locations, where the couplings are important and can serve as basis for a more reliable diagnostics. Also during the object operation, for example under resonance conditions there can be recorded vibrations in the directions where external excitation forces are not acting. This regards particularly torsional vibrations. These are not only fragile toward propagation of a crack, but also attain, at greater values of crack depths, measurable values.

The crack along the line of rotors can be, however, situated in such a way that it will not be capable of inducing significant couplings in the system and hence the values of coupled amplitudes, such as axial-torsional, will become practically impossible to be measured. That remark pertains both to the object operation before and beyond the threshold of system stability. The development of oil whirls markedly impairs the coupled forms of vibrations.

In cases, where significant coupled forms of vibrations, due to crack, have been generated, their analysis can definitely supply more reliable information about the state of the object and at the same

time serve as a better tool in early detection of the machine defect.

Summarising the considerations conducted in the present work we can conclude that in the case of large rotating machines a unanimous and early detection of defects of the shaft crack type is not always possible. There are situations, where the lack of characteristic components of the vibration spectrum (such as 2X type) or the lack of coupled forms of vibrations in the systems does not automatically imply that there are no cracks. This implies the necessity of individual treating and analysis of each object and also places high requirements to the contemporary diagnostic systems. Such requirements are even higher in the light of the fact that usually we do not know *a priori* about the crack location nor about amended resonance velocities of the object, amended by its influence, which indicates a potential possibility of ambiguous relations of the defect-symptom type and difficulties in identification of adequate diagnostic determinant of the state of the machine. On the other hand, however, modern methods of computer analysis, based on new models and computer codes, as shown in the results in the present paper, lay grounds for a better and safer diagnostics of emergency states of rotating machines in future.

LITERATURE

1. Dan Guo, Fu-Lei Chu, Yong-yong He, *Vibration analysis of rotor with transverse surface cracks*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, June 16-19, 2003, Atlanta, USA, GT2003-38041.
2. Itzhak Green, Cody Casey, *Crack detection in rotor dynamic system by vibration monitoring*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, June 16-19, 2003, Atlanta, USA, GT2003-38659.
3. Ilmar F. Santos, Rodrigo Nicoletti, A. Scalabrin, *Feasibility of applying active lubrication to reduce vibration in industrial compressors*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, June 16-19, 2003, Atlanta, USA, GT2003-38225.
4. J. Gomez-Mancilla, V.R. Nosov, R. Garcia-Illescas, *Detection of steady crack growth on rotating shafts*, ISCORMA-2, Gdansk, Poland, 4-8 August 2003.
5. J. T. Sawicki, D. E. Bently, Xi Wu, G. Y. Baaklini, M. I. Friswell, *Dynamic behavior of cracked flexible rotor subjected to constant driving torque*, ISCORMA-2, Gdansk, Poland, 4-8 August 2003.
6. N. Bachschmid, E. Tanzi, *Non-linear effects in cracked rotors*, IFToMM Conference, Sydney, 2002.
7. N. Bachschmid, P. Pennacchi, E. Tanzi, P. Verrier, F. Hasnaoui, K. Aabadi, *Crack detectability in vertical axis cooling pumps during operation*, IFToMM Conference, Sydney, 2002.

8. J.D. Yang, T.S. Zheng, W. Zhang, H.Q. Yuan, B.C. Wen, *The complicated response of a simple rotor with a fatigue crack*, IFToMM Conference, Sydney, 2002.
9. R. Garcia-Illescas, J. Gomez-Mancilla, *Vibration analysis in the characterization of the dynamic behavior of cracked rotating shafts*, IFToMM Conference, Sydney, 2002.
10. R. Subbiah, J. Montgomery, R.L. Banks, *Studies on rotor cracks due to bending and torsional effects*, IFToMM Conference, Sydney, 2002.
11. A. K. Darpe, A. Chawla, K. Gupta, *Analysis of the response of a cracked Jeffcott rotor to axial excitation*, Journal of Sound and Vibration, 2002, **249**, pp. 429-445.
12. C. A. Papadopoulos, A. D. Dimarogonas, *Coupled longitudinal and bending vibrations of a rotating shaft with an open crack*, Journal of Sound and Vibration, 1987, **117**, pp. 81-93.
13. A. Muszynska, P. Goldman, D. E. Bently, *Torsional/lateral vibration cross-coupled responses due to shaft anisotropy: a new tool in shaft crack detection*, ImechE, 1992, C432/090, pp.257-262.
14. M.-W. Suh, M.-B. Shim, M.-Y. Kim, *Crack identification using hybrid neuro-genetic technique*, Journal of Sound and Vibration (2000) **238**(4), pp. 617-635.
15. A. Nandi, S. Neogy, *Dynamic response of cracked beams and beams with an imperfect support*, Proceedings of VETOMAC-1 Conference, Bangalore, INDIA, 2000.
16. W. Ostachowicz, M. Krawczuk, *Coupled torsional and bending vibrations of a rotor with an open crack*, Ingenieur-Archiv, 1992, 62, pp. 191-201.
17. J. F. Knott, *Fundamentals of fracture mechanics*, Butterworths, London, 1973.
18. J. Kiciński, R. Drozdowski, P. Materny, *The nonlinear analysis of the effect of support construction properties on the dynamic properties of multi-support rotor systems*, Journal of Sound & Vibration (1997) 206(4), pp. 523-539.
19. J. Kiciński, R. Drozdowski, P. Materny, *Nonlinear Model of Vibrations in a Rotor – Bearings System*, Journal of Vibration & Control, Vol. 4, n. 5, 1998, pp. 519-540.
20. J. Kiciński, A. Markiewicz-Kicińska, *Coupled nonlinear vibrations in multi-support rotors founded on slide bearing*, Proceedings of VETOMAC-1 Conference, Bangalore, INDIA, 2000, pos. CP 047.
21. J. Kiciński, W. Cholewa, *Diagnostic system DT200-1 for large power (200 MW) turbosets*, 1998, IFFM Proceedings, Gdansk, Poland.
22. Z. Walczyk, J. Kiciński, *Dynamics of Turbosets* (monograph in polish), Technical University of Gdansk Publishers, Gdansk, 2001.
23. J. Kiciński, *Theory and investigations of hydrodynamic journal bearings* (monograph in polish), Ossolineum Publishers, Wrocław-Warszawa-Kraków, 1994.
24. J. Kiciński, *Coupled Non-Linear Vibrations in 200 MW Turbosets*, IFToMM Sixth International Conference on Rotor Dynamics- Proceedings, Vol. 1/2002, pp. 520-530.
25. J. Kiciński, A. Markiewicz-Kicińska, *Coupled Non-Linear Vibrations in Multi-Supported Rotors Founded on Slide Bearings*, Advances in Vibration Engineering, Vol. 1, No 2, The Scientific Journal of the Vibration Institute of India, pp. 141-152.



Jan KICINSKI, born 1948, Professor, Deputy Director of the Institute, Head of Department of Rotor Dynamics and Journal Bearings, 1972- M.Sc. from Faculty of Mechanical Eng. TU Gdansk, since 1972 employed at Institute of Fluid-Flow Machinery (IFFM), 1986 - D.Sc. from IFFM, since 1995 full Professor. Since 1995 - Coordinator of two large Government ordered Research Projects concerning diagnostics of large power objects. Person in charge of Centre of Excellence. The main field of his research is in model-based diagnostics with special emphasis on the dynamics of rotors and journal bearings, coupled non-linear vibrations and new diagnostic determinants and inverse models methodology for knowledge acquisition. He has worked in his field of expertise for 20 years. He leads a research group of 16 staff. He has published over 100 scientific papers in journals and conferences and is on the editorial board of three scientific journals. 1998 he has been awarded with Siemens Research Prize.

ANALIZA MOŻLIWOŚCI WYKORZYSTANIA SYGNAŁU AKUSTYCZNEGO DO MONITOROWANIA STANU PRZEJEŹDZAJĄCYCH POJAZDÓW

Grzegorz KLEKOT, Piotr DEUSZKIEWICZ

Instytut Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej
02-524 Warszawa, Narbutta 84, fax 660 8622, email gkl@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

Pojazdy poruszające się po polskich drogach bywają częściowo niesprawne technicznie, zaś liczne samochody ciężarowe przewożą nadmierne ładunki, co skutkuje przyspieszoną degradację nawierzchni dróg. Postawiono hipotezę, że sygnał akustyczny przejeżdżających pojazdów można wykorzystać na potrzeby wnioskowania o ich stanie technicznym i ewentualnym przeciążeniu. Przeprowadzono badania plenerowe polegające na rejestracji dźwięku generowanego przez pojazdy w sąsiedztwie odcinka dwukierunkowej drogi ekspresowej o dobrej nawierzchni. Z wykorzystaniem analizy skupień wykonano pilotażową analizę możliwości monitorowania akustycznego stanu samochodów w ruchu. Rezultaty potwierdzają celowość wykorzystania sygnału akustycznego jako nośnika informacji diagnostycznej.

Słowa kluczowe: hałas, pojazdy, samochody ciężarowe

ANALYSIS OF POTENTIAL USE OF ACOUSTIC SIGNAL FOR MONITORING THE STATE OF PASSING BY VEHICLES

Summary

Vehicles circulating in Poland are sometimes partially unserviceable, when many trucks are overloaded provoking relatively quicker degradation of road pavements. The hypothesis has been made that the acoustic signal from passing by vehicles could be used for inferring their technical state and possible overloading. The fieldwork has been done consisting of recording of the sound generated by vehicles near a fragment of two-way express way with a good pavement. Using cluster analysis the preliminary analysis of monitoring possibilities has been done for the monitoring of acoustic state of vehicles in motion. The results confirm that acoustic signal can be adequately used as a carrier of diagnostic information.

Key words: noise, vehicles, trucks

1. WPROWADZENIE

Autorzy referatu uczestniczyli w badaniach akustycznych prowadzonych na potrzeby oceny zagrożenia hałasem komunikacyjnym terenów bezpośrednio sąsiadujących z drogami krajowymi. Obok wybranych odcinków dróg ośmiokrotnie przez 15 minut zmierzono równoważny poziom dźwięku A w punkcie pomiarowym leżącym 10 m od skrajnego pasa ruchu. Połowę pomiarów wykonywano podczas porannego, a połowę – popołudniowego szczytu komunikacyjnego. Każdorazowo pierwsze dwa pomiary prowadzono bez udziału policji, a kolejne dwa – po wystawieniu widocznych posterunków policyjnych przed punktem pomiarowym z obu kierunków ruchu.

Zgodnie z oczekiwaniami okazało się, że obecność policji istotnie dyscyplinuje uczestników ruchu drogowego, co skutkowało nieco niższym mierzonym równoważnym poziomem dźwięku A. Zaobserwowano zarazem, że pewien czas po wystawieniu posterunków w sposób zauważalny

spada liczba przejeżdżających ciężarówek. Powzięto przypuszczenie, że zjawisko takie może być spowodowane złym stanem technicznym lub nadmiernym przeciążeniem części taboru.

Poczynione spostrzeżenia poskutkowały podjęciem próby sprawdzenia, czy sygnał akustyczny może być źródłem informacji o stanie technicznym i ewentualnym przeciążeniu przejeżdżających pojazdów. W tym celu wykonano eksperyment polegający na rejestracji plenerowej przebiegów czasowych sygnałów akustycznych generowanych przez przejeżdżające pojazdy. Zarejestrowane sygnały stanowią podstawę rozważań przedstawionych w dalszej części referatu.

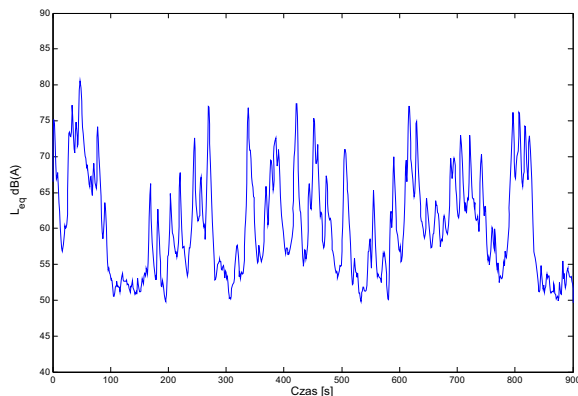
2. OCENA JAKOŚCIOWA

Badania plenerowe miały charakter typowego eksperymentu biernego: zarejestrowano sygnał akustyczny w sąsiedztwie odcinka dwukierunkowej drogi ekspresowej o dobrej nawierzchni, generowany przez przypadkowo przejeżdżające w obu kierunkach

pojazd. Rejestrację uzupełniono informacją o liczbie i rodzaju pojazdów.

Przejazdy w sąsiedztwie mikrofonu odbywały się nieregularnie: zdarzały się dłuższe przerwy i kumulacje obejmujące kilka samochodów bezpośrednio po sobie. Z punktu widzenia osiągnięcia założonych celów badawczych stanowi to pewną komplikację; niezbędnym okazało się wyodrębnienie fragmentów rejestracji użytecznych do prowadzenia wniosku diagnostycznego.

Ruch pojazdów odzwierciedlają zmiany poziomu dźwięku w trakcie eksperymentu. Na potrzeby selekcji odcinków czasowych do dalszego przetwarzania obliczono równoważne wartości poziomów ciśnienia akustycznego dla jednosekundowych fragmentów rejestracji. Przykładowe efekty przedstawiono na rysunku 1. Nietrudno wskazać miejsca odpowiadające nasilonemu ruchowi pojazdów.



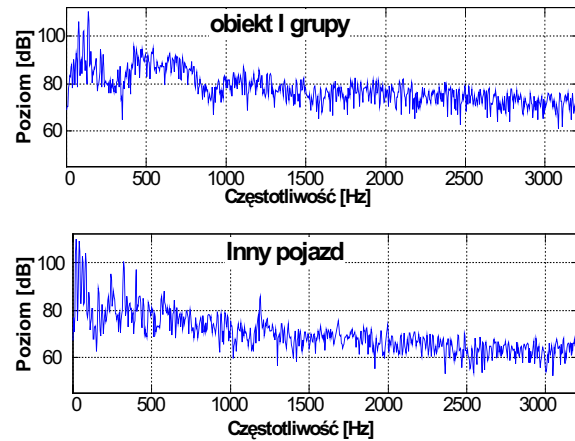
Rysunek 1. Zmiany równoważnego poziomu dźwięku podczas badań.

Przeprowadzona analiza jakościowa w powiązaniu z informacją o liczbie i rodzaju pojazdów pozwalają wyodrębnić odcinki czasowe sygnału akustycznego generowanego przez samochody ciężarowe. Każdy pełen przejazd podzielono na dwie części: zbliżanie i odjazd od punktu pomiarowego. Tak przygotowane próbki posłużyły do dalszych badań.

3. WYBÓR DESKRYPTORÓW OBIEKTU

Rezultaty wcześniejszych prac autorów [1,2] wskazują, że obiekty różnych klas traktowane jako źródła dźwięku można rozróżnić na podstawie struktury częstotliwościowej ich sygnałów akustycznych. Przykładowe porównanie widma hałasu zarejestrowanego w bezpośrednim sąsiedztwie obiektu pierwszej grupy z analogicznym widmem innego typu pojazdu (rysunek 2) pozwala dostrzec wyraźne różnice.

Okazuje się jednak, że w przypadku ogólnym, gdy obiekty każdej z grup poruszają się w dowolnym kierunku z różnymi prędkościami, a sygnał akustyczny docierający do obserwatora jest zaburzony i cichszy, trudno jednoznacznie kwalifikować obiekty wyłącznie przez proste porównanie zmierzonych widm. Jednocześnie tego



Rysunek 2. Przykłady chwilowych widm hałasu dwóch różnych maszyn.

typu kwalifikacja zawsze ma subiektywny charakter i bazuje na wiedzy i doświadczeniu obserwatora – jest więc mało przydatna z punktu widzenia algorytmizacji i automatyzacji procesu wniosku.

W tej sytuacji celowe wydaje się podjęcie próby zastąpienia (lub uzupełnienia) widm miarami liczbowymi, traktowanymi jako wyróżniki charakterystyczne i spełniające aksjomaty metryki. Spośród rozważanych miar na szczególną uwagę zasługują wskaźniki zwane częstościami Rice'a zdefiniowane następująco:

$$F_x = \sqrt{\frac{\int_{-\infty}^{+\infty} G_{xx}(\omega) d\omega}{\int_{-\infty}^{+\infty} \frac{G_{xx}(\omega)}{\omega^2} d\omega}} \quad (1)$$

W powyższej zależności G_{xx} oznacza gęstość widmową mocy ciśnienia akustycznego, zaś ω jest częstością w radianach na sekundę. Przedstawiona powyżej zależność definiuje częstość Rice'a dla przemieszczeń. Analogicznie zdefiniowano częstość Rice'a dla prędkości i przyspieszeń: różnica polega na przemnożeniu wyrażeń podcałkowych przez pierwszą lub drugą potęgę częstości ω .

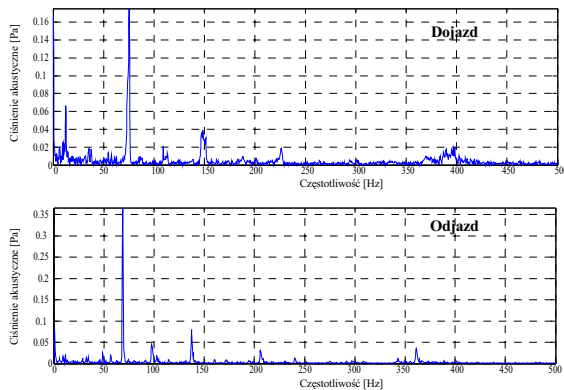
4. KLASYFIKACJA POJAZDÓW

W wielu praktycznych zastosowaniach diagnostyki nie jest konieczne dokładne ustalenie współrzędnych stanu, lecz wystarczy umiejętność przewidzenia zmian własności użytkowych obiektu. Niemniej powtarzalność parametrów (traktowanych jako możliwe do zmierzenia oddziaływanie na otoczenie) reprezentujących konkretny stan stanowi niezbędny warunek poprawnej diagnozy.

Podjęte zadanie można uznać za rozwiązywalne wyłącznie gdy wartości wyselekcjonowanych parametrów w sposób dostatecznie jednoznaczny umożliwią rozróżnienie walorów użytkowych obiektu. Wynika stąd postulat rozróżnialności rezultatów wewnątrz zbioru obiektów podobnych. Metodyka prowadzenia badań plenerowych, a przede wszystkim brak możliwości uzyskania źródłowej informacji o rzeczywistym stanie technicznym i faktycznym

obciążeniu ładunkiem, każe poszukiwać sposobu pozwalającego zakwalifikować poszczególne obiekty do kilku grup na bazie deskryptorów sygnału akustycznego.

Biorąc pod uwagę wnioski z wcześniej prezentowanych rozważań przyjęto, że każdy obiekt może zostać w sposób jednoznaczny scharakteryzowany wektorem złożonym z miar liczbowych obliczanych na podstawie widm amplitudowych zmian ciśnienia akustycznego zarejestrowanych podczas przejazdu obok punktu pomiarowego. Stwierdzono, że tylko sporadycznie pojazdy mijają mikrofon częściej niż co kilkanaście sekund. Wybrano zatem kilkusekundowe fragmenty rejestracji reprezentujące poszczególne przejazdy i obliczono widma z dwóch połówek takiej próbki czasowej. Pierwsze z widm dotyczyło zbliżania do punktu pomiarowego, drugie – oddalania. Dwa widma uzyskane dla przykładowego pojazdu ciężarowego przedstawiono na rysunku 3.



Rysunek 3. Widma hałasu podczas przejazdu przykładowego samochodu ciężarowego.

Dla każdego z widm obliczono trzy częstości Rice'a (dla przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń). Dodatkowo, po przeprowadzeniu analizy głównych wymuszeń odzwierciedlonych strukturą widmową sygnału akustycznego, zlokalizowano najwyższy prążek w przedziale 25÷75 Hz, zaś jego częstotliwość i amplitudę potraktowano jako uzupełniające wyróżniki charakterystyczne. Pozostałe wyróżniki zbudowano przez sumowanie amplitud prążków widmowych w pasmach ± 2 Hz wokół pierwszych czterech harmonicznych składowej o najwyższej amplitudzie. W ten sposób zbudowano 18 liczbowy wektor (po 9 wyróżników z dwóch widm), który uznano za reprezentanta konkretnego pojazdu.

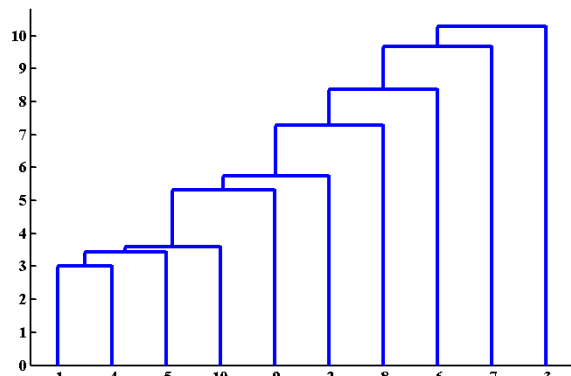
Do klasyfikacji takich wektorów (traktowanych jako punkty w 18-wymiarowej przestrzeni) posłużono się metodą analizy skupień. Bazując na metryce euklidesowej obliczono odległość między punktami:

$$\Delta_{ij} = \sqrt{\sum_{k=1}^6 (x_{ik} - x_{jk})^2} \quad (2)$$

Istniejące między miarami częstotliwościowymi i amplitudowymi różnice trzech rzędów wielkości sprawiają, że przy tak zdefiniowanej odległości wpływ miar amplitudowych na wynik jest pomijalny. W tej sytuacji zdecydowano się na zmodyfikowanie miar częstotliwościowych, dzieląc wartości bezwzględne odpowiednio przez pierwszą, drugą bądź trzecią potęgę dziesięciu.

Algorytm grupowania ma postać hierarchiczną. Punkty najbliższe sobie tworzą węzeł, zaś w każdym kolejnym kroku jeden z elementów dołączany jest do najbliższej grupy. Przeprowadzone operacje reprezentuje dendrogram, rozpoczynający się we wszystkich punktach reprezentujących rozważane przypadki, a zakończony połączeniem na najwyższym poziomie dwóch najbardziej odległych grup. Analiza kompletnego dendrogramu pozwala prześledzić szczegółowo związki między poszczególnymi elementami wektora obserwacji, niemniej duża liczba punktów początkowych czyni obraz nieczytelnym. Ze względów praktycznych efekty działania algorytmu wystarczy zwykle ograniczyć do najwyższych poziomów łączenia pod warunkiem uzupełnienia dendrogramu informacją o liczbie i rodzaju elementów zakwalifikowanych do poszczególnych grup.

Dendrogram na rysunku 4 ilustruje najwyższe poziomy łączenia przy grupowaniu blisko stu rezultatów eksperymentalnych na dziesięć skupień. Okazuje się, że prawie wszystkie skupienia są jednoelementowe, zaś w pierwszym zawiera się cała reszta wektora obserwacji. Tak więc bazując na wynikach łączenia w grupy można przyjąć, że kwalifikacja do pierwszego skupienia świadczy o typowości cech sygnału akustycznego dla ciężarówek poruszających się po polskich drogach.



Rysunek 4. Grupowanie na dziesięć skupień.

W rezultacie dalszej analizy rezultatów zbudowano wskaźnik łączący informację o energii dominującej składowej z jej częstotliwością. Przyjęto postać ilorazu powstałego z sumy amplitud w pasmach wokół czterech pierwszych harmonicznych dominującego prążka przez jego częstotliwość. Okazało się, że kwalifikacja wyłącznie na bazie takiego wskaźnika w ogromnym stopniu pokrywa się z wynikiem grupowania metodą analizy

skupień: wartości obliczone dla pojazdów wykluczonych z pierwszego skupienia są wyraźnie wyższe od pozostałych. Nasuwa się więc wniosek, że prawdopodobnie te pojazdy jechały przeciążone lub częściowo niesprawne technicznie.

5. PODSUMOWANIE

Przedstawione powyżej rozważania potwierdzają celowość podjęcia tematyki oceny przejeżdżających samochodów ciężarowych na bazie ich sygnału akustycznego. Obecnie możliwym wydaje się zaproponowanie deskryptorów pozwalających rozpoznać pojazdy przeciążone bądź nie w pełni sprawne.

Na przykładzie zademonstrowano, że wyniki nieskomplikowanych badań plenerowych można stosunkowo łatwo segregować z wykorzystaniem analizy skupień. Wrażliwość wybranych deskryptorów na różne stany obiektów wymaga jednak dalszej weryfikacji, w tym przez czynny eksperyment diagnostyczny. W szczególności powyższa refleksja dotyczy możliwości badania związków między sygnałem akustycznym a naciskiem pojazdu na podłoże.

W dalszej perspektywie możliwym wydaje się opracowanie algorytmów i urządzeń bazujących na sygnale akustycznym, a służących skutecznej eliminacji z ruchu pojazdów stanowiących nadmierne zagrożenie dla środowiska. Niemniej obecnie jeszcze nie można wykluczyć niepowodzenia tego typu rozwiązań, choćby ze względu na coraz większe natężenie ruchu skutkujące nakładaniem się dźwięków pochodzących z wielu źródeł.

6. LITERATURA

- [1] Deuszkiewicz P., Dąbrowski Z., Rozpoznawanie obiektów na podstawie miar hałasowych w niestacjonarnych warunkach pracy, II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej Diagnostyka 2000, Warszawa 2000.
- [2] Klekot G., Dąbrowski Z., Deuszkiewicz P., Napęd śmigłowca jako źródło informacji osobniczej i kierunkowej. VI Sympozjum „Silniki spalinowe w zastosowaniach wojskowych”, Jurata 2003; strony 261÷268.



Dr inż. Grzegorz
KLEKOT, adiunkt w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej, członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.



mgr inż. Piotr
DEUSZKIEWICZ,
pracownik naukowo-techniczny Instytutu Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej, członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.

ZASTOSOWANIE WIELOROZDZIELCZEJ ANALIZY SYGNAŁÓW DO DIAGNOSTYKI UKŁADÓW MECHANICZNYCH

Andrzej KLEPKA, Tadeusz UHL

Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn

Akademia Górniczo – Hutnicza w Krakowie, al. Mickiewicza 30, 30 – 059 Kraków,
tel. (12)6173677, fax. (12) 634-35-05, Andrzej.klepka@agh.edu.pl, tuhl@rob.wibro.agh.edu.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono podstawowe cechy wielorozdzielczej analizy sygnałów. Transformata falkowa została wykorzystana do estymacji parametrów modalnych konstrukcji. Analiza czasowo – częstotliwościowa została zastosowana do analizy układów mechanicznych w stanach niestacjonarnych. Zostanie pokazane jak transformata falkowa wpływa na estymaty parametrów mechanicznych badanych układów. Metodę zweryfikowano na danych symulacyjnych układu o zmiennych w czasie parametrach oraz zastosowano do przetwarzania rzeczywistych danych.

Słowa kluczowe: transformata falkowa, analiza modalna, wielorozdzielcza analiza sygnałów.

MULTIRESOLUTION SIGNAL ANALYSIS AND ITS APPLICATION TO THE MECHANICAL SYSTEMS DIAGNOSTIC

Summary.

This paper presents basics of multiresolution signal analysis. Wavelet transform is proposed as a tool for this kind of analysis. Wavelet transform is used to modal parameters identification. Time – frequency analysis for mechanical systems identification in nonstationary state is presented. Accuracy of mechanical system modal parameters identification is discussed. Presented method is verified on simulation results for system with constant and variable damping and applied to real data.

Keywords: wavelet transform, modal analysis, multiresolution signal analysis

1. WPROWADZENIE

Coraz częściej w praktycznych realizacjach diagnostyki wykorzystuje się modele konstrukcji [2,6,9,11]. W szczególności zastosowania te są realizowane w lotnictwie [2,5,9]. Jednym z modeli, który jest często wykorzystywany do celów diagnostyki jest model modalny. Modele modalne układów mechanicznych opisują ich dynamiczne zachowanie. Identyfikacja tych parametrów jest bardzo trudna, szczególnie w warunkach eksploatacyjnych, kiedy nie można wykonać eksperymentu czynnego. Istnieje w literaturze wiele metod pozwalających na wyznaczenie parametrów modalnych [10]. Istnieją również silne ograniczenia stosowalności tych metod. Większość z nich wymaga by proces był ustalony, czyli by parametry modalne układu nie zmieniały się w czasie badań. Niezapewnienie tego założenia może prowadzić do błędnych wyników analizy [11]. W przypadku operacyjnej analizy modalnej często spotykamy się z niestacjonarnością procesu lub brakiem możliwości pomiaru wymuszenia. Do tego rodzaju analiz wymagane jest opracowanie nowych metod identyfikacji parametrów modalnych układów mechanicznych [10]. W pracy przedstawiono możliwość zastoso-

wania analizy czasowo – częstotliwościowej do wyznaczania parametrów modalnych. Jedną z podstawowych metod transformacji stosowanej w tej dziedzinie jest transformacja falkowa. Inne metody identyfikacji układów mechanicznych w stanach niestacjonarnych można znaleźć w [2,4,5,7,9].

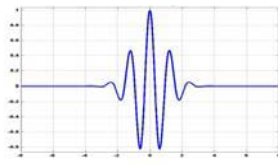
2. PODSTAWOWE POJĘCIA I DEFINICJE TRANSFORMATY FALKOWEJ

Analiza falkowa jest metodą dekompozycji sygnału, ściśle powiązaną z analizą wielorozdzielczą. Analizowane sygnały są aproksymowane za pomocą prostych funkcji. Aproksymacja ta odbywa się w przestrzeniach funkcyjnych, które zawierają się w sobie. Każda przestrzeń jest przeskalowanym odbiciem jednej przestrzeni. Szczegółowe formalizmy matematyczne analizy wielorozdzielczej można znaleźć w [12]. W odróżnieniu od transformaty Fouriera, transformata falkowa dokonuje dekompozycji sygnału na sygnały elementarne zwane falkami. Falki są to przebiegi ciągłe, oscylacyjne o różnych czasach trwania i o zróżnicowanym widmie (rys. 2.1) [1,3,8]. Matematycznie transformata falkowa sygnału $x(t)$ może być zdefiniowana jako:

$$(W_g x)(a, b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) g^* \left(\frac{t-b}{a} \right) dt \quad (1)$$

gdzie b jest translacją (przesunięciem) oznaczającym rejon, a jest dylatacją (rozszerzeniem) lub parametrem skali, $g(t)$ jest analizowaną (podstawową) funkcją falkową, a $g^*(\cdot)$ jest funkcją zespoloną, sprzężoną do $g(\cdot)$. Wszystkie funkcje po operacji przesunięcia należą do tej samej przestrzeni funkcyjnej [12]. Każda wartość $(W_g x)(a, b)$ jest

znormalizowana przez współczynnik $\frac{1}{\sqrt{a}}$. Ta normalizacja zapewnia warunek, że wewnętrzna energia dana przez każdą falkę $g_{a,b}(t)$ jest niezależna od parametru a .



Rys. 2.1. Przykładowa funkcja falkowa (falka Morleta).

Jedną z najbardziej rozpowszechnionych i używanych w analizie sygnałów jest falka Morleta zdefiniowana jako [3,8]:

$$g(t) = e^{j2\pi f_0 t} e^{-\frac{|t|^2}{2}} \quad (2)$$

Transformata falkowa jest liniową reprezentacją sygnału. Wynika z tego, że dla danych N funkcji x_i i N wartości zespolonych α_i ($i=1,2,\dots,N$):

$$W_g \sum_{i=1}^N \alpha_i x_i(a, b) = W_g \sum_{i=1}^N \alpha_i (W_g x_i)(a, b) \quad (3)$$

Transformata falkowa jako sygnał dekompozycji nie jest bezpośrednio porównywana z czasowo – częstotliwościową reprezentacją sygnału. Istnieje jednak zależność pomiędzy dylatacją a_f a częstotliwością sygnału f_x wyrażona jako:

$$a_f = f_0 \left(\frac{f_s}{f_w} \right) \left(\frac{1}{f_x} \right) \quad (4)$$

gdzie f_s to częstotliwość próbkowania sygnału, f_w częstotliwość próbkowania falki.

3. ESTYMACJA WSPÓŁCZYNNIKA TŁUMIENIA Z WYKORZYSTANIEM TRANSFORMATY FALKOWEJ

Metodę estymacji współczynnika tłumienia przedstawiono na prostym przykładzie układu o jednym stopniu swobody, określonego równaniem (9):

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (5)$$

gdzie m , c , k to odpowiednio masa, tłumienie i sztywność, a f jest wymuszeniem.

Rozwiązanie równania (8) można zapisać w postaci:

$$x(t) = A(t) e^{\pm j\omega_n \sqrt{1-\zeta^2} t} = A(t) e^{j\phi(t)} \quad (6)$$

Dla funkcji Morleta $g(t)$ danej równaniem (2), transformatę falkową równania (6) można aproksymować wzorem:

$$(W_g x)(a, b) \approx A(b) G^*((a\phi(b))) e^{j\phi(b)} + o\left(\left| \frac{\dot{A}}{A} \right|, \left| \frac{\dot{\phi}}{\phi} \right| \right) \quad (7)$$

Po zlogarytmowaniu równania (7) otrzymamy:

$$\ln |(W_g x)(a, b)| \approx -\omega_n \zeta b + \ln \left(A_0 \left| G^* \left(\pm a_0 j \omega_n \sqrt{1-\zeta^2} \right) \right| \right) \quad (8)$$

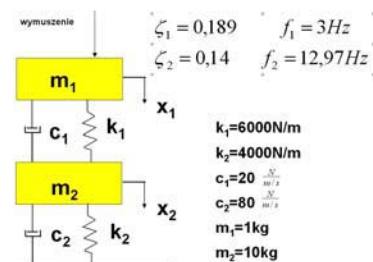
Podobnie dla układów o wielu (N) stopniach swobody, transformata falkowa odpowiedzi (6) ma postać [9]:

$$\ln \left(W_g \sum_{i=1}^N x_i \right) (a_i, b) \approx -\omega_n \zeta_i b + \ln \left(A_i \left| G^* \left(\pm a_i j \omega_n \sqrt{1-\zeta_i^2} \right) \right| \right) \quad (9)$$

Z równań (8), (9) wynika, że transformata falkowa rozpręga układy o wielu stopniach swobody w pojedyncze postacie zwane postaciami własnymi. Skalogram transformaty falkowej daje informacje o przebiegach czasowych i składowych częstotliwościowych zawartych w sygnale. Weryfikacji przedstawionej metody dokonano poprzez badania symulacyjne. Szczegółowe opracowania metod estymacji współczynnika tłumienia oraz rozsprzęgania postaci drgań można znaleźć w pracach [4,5].

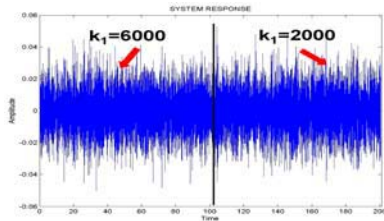
4. ESTYMACJA WIDMOWYCH FUNKCJI PRZEJŚCIA Z WYKORZYSTANIEM TRANSFORMATY FALKOWEJ

W celu wyznaczenia parametrów układów mechanicznych w stanach niestacjonarnych przeprowadzono symulacje komputerowe. Zbudowano układ o parametrach jak na rys. 4.1.

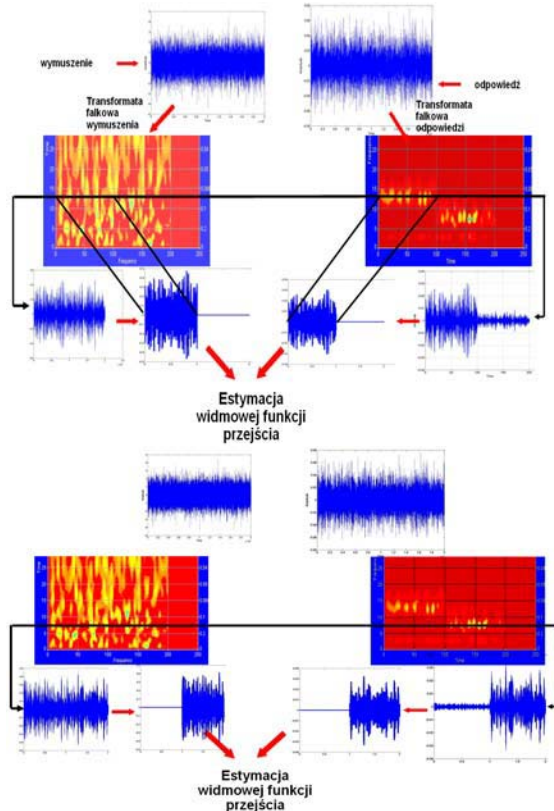


Rys. 4.1. Układ symulacyjny.

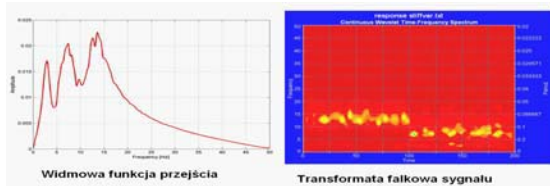
Za wymuszenie przyjęto sygnał losowy o rozkładzie normalnym. W trakcie symulacji w układzie zmieniono parametry mechaniczne (np. sztywność). Zasympulowano w ten sposób uszkodzenie (np. pęknięcie sprężyny). Odpowiedź układu na wymuszenie pokazano na rysunku 4.2. Jak można zauważyć na przebiegach czasowych nie można zaobserwować żadnych zmian. Estymacja widmowych funkcji przejścia klasycznymi metodami może dać błędne wyniki (rys. 4.4). Na rysunku 4.3 pokazano schemat zaproponowanej metody wyznaczania widmowych funkcji przejścia z wykorzystaniem transformaty falkowej.



Rys. 4.2. Odpowiedź układu z uszkodzeniem.

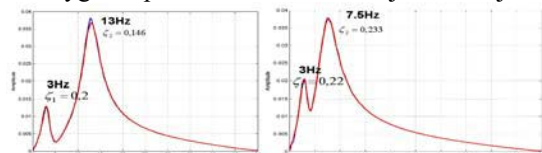


Rys. 4.3. Schemat proponowanej metody



Rys. 4.4. „Klasyczna” funkcja przejścia oraz skalogram sygnału.

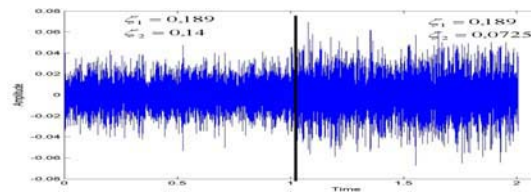
Na rysunku 4.5 pokazano widmowe funkcje przejścia sygnału poddanemu tzw. filtracji falkowej.



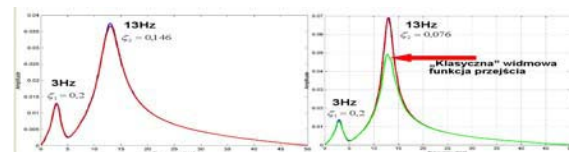
Rys. 4.5. Widmowe funkcje przejścia układu w stanie niestacjonarnym

Polega ona na analizowaniu tej części sygnału gdzie korelacja falki o danych parametrach z analizowanym sygnałem jest największa. Pozostała część sygnału ma słabą dynamikę i nie zawiera istotnych informacji. Poprawność takiego podejścia

udowodniono analitycznie w pracach [4,5]. Wyniki analizy sygnałów za pomocą zaproponowanej metody przedstawiono na rysunku 4.5. Tym samym sposobem przeanalizowano odpowiedź układu ze zmiennym tłumieniem.



Rys. 4.6. Odpowiedź układu ze zmiennym tłumieniem.

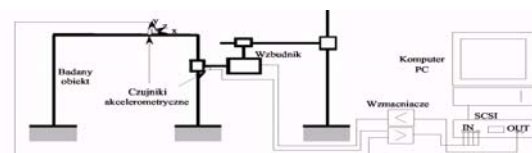


Rys. 4.7. Widmowe funkcje przejścia układu ze zmiennym tłumieniem.

Jak można zauważyć z przedstawionych wyników, estymacja zaproponowaną metodą daje poprawne rezultaty. Porównanie wyników analizy sygnału z filtracją i bez filtracji (rys. 4.4, 4.5, 4.7) pokazuje jak różnią się wartości parametrów modalnych. Można więc stwierdzić, że filtracja falkowa pozwala wykryć zmiany parametrów modalnych układu mechanicznego. Zaletą metody jest możliwość identyfikacji postaci drgań w stanach niestacjonarnych w pełnym zakresie częstotliwości. Klasyczna transformata Fouriera mimo niezwykle wysokiej rozdzielczości w dziedzinie częstotliwości nie daje żadnych informacji lokalnych. Wiąże się to z nośnikiem tej transformaty, którymi są funkcje trygonometryczne, mające nieograniczony charakter. Wielorozdzielcza analiza falkowa pozwala również na dekompozycję sygnału na tzw. szczegóły i aproksymację. Pozwala to na decymację sygnału w taki sposób, aby zachować maksimum energii jaką przynosi sygnał. Kolejnym krokiem sprawdzenia zaproponowanej metody było stwierdzenie, jak filtracja falkowa zmienia postacie drgań układów mechanicznych. W tym celu przeprowadzono badanie modelu ramy (rys. 4.8.).

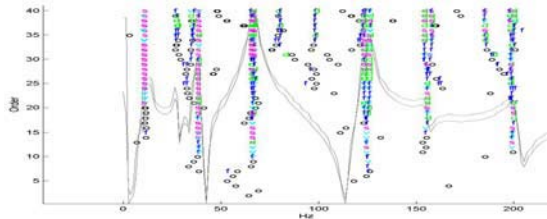


Rys. 4.8. Obiekt eksperymentu.



Rys. 4.9. Schemat układu pomiarowego.

Odpowiedź układu na wymuszenie mierzono w trzech kierunkach w trzydziestu siedmiu punktach pomiarowych za pomocą układu pomiarowego przedstawionego na rysunku 4.9. Wynik analizy przedstawiono poniżej. Jako kryterium porównawcze przyjęto diagramy stabilizacyjne sygnałów filtracją i bez filtracji (rys. 4.10) oraz wartości MAC (Modal Assurance Criteria).



Rys. 4.10. Porównanie diagramów stabilizacyjnych sygnałów z filtracją i bez filtracji.

Tabela 1. Wyniki analizy.

Analiza bez filtracji		Analiza z filtracją		MAC
f[Hz]	Damp.[%]	f[Hz]	Damp.[%]	
11,319	8,76	10,88	12,3	1
38,375	1,66	38,65	2,1	0,97
66,588	1,17	66,25	2	0,96
124,769	0,61	124,67	0,67	0,96
155,942	1,24	156	1,25	1

Jak można zauważyć transformacja falkowa nie powoduje zmian postaci drgań. Świadczą o tym wysokie wartości MAC przedstawione w tabeli 1.

5. WNIOSKI

Jak wynika z przeprowadzonych symulacji i badań laboratoryjnych analiza falkowa jest w pełni przydatnym narzędziem wspomagającym identyfikację układów mechanicznych. Szczególnie przydatnym do badania układów znajdujących się w stanach niestacjonarnych. Niedogodnością transformaty falkowej jest zależność rozdzielczości czasu od częstotliwości. Zwiększając rozdzielczość w dziedzinie czasu tracimy ją w dziedzinie częstotliwości. Rozwiązaniem w tym przypadku jest zmiana parametrów falki podstawowej w ten sposób by dla wysokich częstotliwości zwiększyć parametr skali, a przez to rozdzielczość w dziedzinie częstotliwości. W przyszłości opracowany będzie algorytm transformaty falkowej działającego w czasie rzeczywistym. Pozwoli to na estymację on-line parametrów modalnych układów mechanicznych w stanach niestacjonarnych.

LITERATURA

- [1] Batko W., Ziółko M.: *Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej*. Problemy Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, nr 7, Kraków 2002.
- [2] Cooper J. E.: *Parameter estimation methods for flight flutter testing*. AGARD Conference proceedings 556 pp 10-1 – 10-12.
- [3] Gouttebroze S., Lardies L.: *On using the wavelet transform in modal analysis*. Mechanics Research Communications. Vol 38 No. 5. pp. 561 – 569, 2000.

- [4] Klepka A., Uhl T.: *An application of the wavelet analysis for identification of damping coefficient*. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Z. 3(135), vol. 38, 2003, str. 65 – 82.
- [5] Klepka A., Uhl T.: *Zastosowanie transformaty falkowej do rozprzegania postaci drgań oraz do wyznaczania współczynnika tłumienia*, Górnictwo odkrywkowe nr 2 – 3/2003, str. 61 – 64.
- [6] Natke HG, Cempel C.: *Model aided diagnostics of mechanical systems*, Springer International, Berlin 1997.
- [7] Niedźwiecki M.: *Identification of Time – varying Processes*. WILEY June 2002.
- [8] Staszewski W. J.: *Identification of damping in MDOF systems using time – scale decomposition*. Journal of Sound and Vibration (1997) 203(2), 283 – 305.
- [9] Uhl T., Bogacz M.: *Identyfikacja flatteru w czasie eksploatacji konstrukcji mechanicznych*. Wybrane problemy analizy modalnej, pod redakcją T. Uhla. Wydawnictwo KRiDM, AGH, Kraków 2002.
- [10] Uhl T., Lisowski W., Kurowski P.: *In – operation modal analysis and its application*, Wydawnictwo AGH, Kraków 2001.
- [11] Uhl T.: *Komputerowo wspomagana identyfikacji konstrukcji mechanicznych*. WNT W – wa 1997.
- [12] Young K.: *Wavelet theory and its applications*, Kluwer Academic Publishers, Boston, 1993.



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. Jego zainteresowania obejmują także układy aktywnej redukcji drgań, układy sterowania i szeroko pojętą mechatronikę. Jest autorem 15 książek i kilkuset artykułów dotyczących wspomnianych zagadnień.



Mgr inż. Andrzej Klepka jest doktorantem w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademii Górniczo – Hutniczej w Krakowie. W swoich pracach zajmuje się zagadnieniami analizy modalnej i diagnostyki, a w szczególności nowymi technikami analizy sygnałów.

WYKORZYSTANIE SYSTEMÓW WIZYJNYCH DO PRZEPROWADZENIA ANALIZY MODALNEJ KONSTRUKCJI

Piotr KOHUT, Piotr KUROWSKI

Akademia Górniczo Hutnicza, Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn, Al. Mickiewicza 30,
30-059 Kraków, email:pko@agh.edu.pl; kurowski@agh.edu.pl

Streszczenie

W artykule zaprezentowano sposób zastosowania systemu wizyjnego do przeprowadzenia eksperymentu modalnego. Proponowane rozwiązanie polega na rejestracji drgań za pomocą systemu do akwizycji i analizy obrazów. W związku z tym, w oparciu o klasyczne metody przetwarzania obrazu, opracowano algorytm oraz procedury do analizy obrazów. Dokonano następnie implementacji i testowania tychże algorytmów w środowisku programowym Matlab, w którym, za pomocą uzyskanych danych wizyjnych oraz wykonanego w KRiDM AGH oprogramowania – VIOMA – przeprowadzono analizę modalną. Dane wizyjne konieczne do uzyskania powyższych celów otrzymano z kamery cyfrowej X-Stream w postaci plików 'avi'. W pracy przedstawiono również porównanie wyników uzyskanych za dla różnych rozdzielczości przestrzennych oraz przeprowadzono dyskusję otrzymanych rezultatów.

Słowa kluczowe: analiza modalna; przetwarzanie i analiza obrazów; pomiary drgań

VISION SYSTEMS UTILIZATION TO MODAL ANALYSIS CONSTRUCTION REALIZATION

Summary:

In the paper possibilities of application of vision techniques for modal experiment are presented. The main idea of proposed solution relies on vibration registering by means of a vision system for image acquisition and analysis. For this purpose procedures and algorithms for image acquisition, pre-processing and image analysis were developed basis of classical image processing methods. Developed algorithms were implemented and tested in programming environment MATLAB in which by means of developed in KRiDM AGH software – VIOMA – modal experiment was carried out. Necessary vision data were received from high-speed digital camera "X-Stream Vision" in the form of "avi" files which were input data of algorithm for modal analysis procedure. Comparison of obtained results from the developed vision system for different spatial resolutions were performed and discussed.

Keywords: modal analysis; image pre-processing and analysis, vibrations measurements

1. WSTĘP

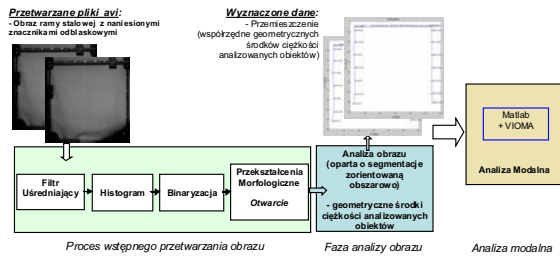
Wykorzystanie systemów wizyjnych w analizie modalnej oraz pomiarach wielkości charakteryzujących własności dynamiczne konstrukcji stało się przedmiotem zwiększonego zainteresowania wywołanego przede wszystkim potrzebami praktyki. Zastosowanie bezkontaktowych metod rejestracji sygnałów zgodne jest ze współczesnymi tendencjami projektowania, badania i testowania konstrukcji. Metody takie w znaczny sposób pozwalają na uproszczenie procedury pomiarowej redukując czas potrzebny na przygotowanie eksperymentu oraz pozwalają na automatyzację niektórych czynności związanych z analizą. W artykule podjęto próbę zastosowania analizy modalnej do diagnozowania uszkodzenia badanego obiektu w oparciu o przebiegi czasowe drgań uzyskane z opracowanego systemu wizyjnego. Zwrócono uwagę na problemy pojawiające się w trakcie realizacji eksperymentu

oraz dokonano próby wskazania sposobów ich rozwiązania.

2. METODOLOGIA.

W obszarze zastosowania systemów wizyjnych do trójwymiarowego pomiaru geometrii obiektów dominują generalnie dwie kategorie systemów: aktywne oraz pasywne [7], [8].

W kategorii systemów pasywnych opracowano, w oparciu o klasyczne techniki przetwarzania obrazu, metodykę, algorytmy i procedury do automatycznego odwzorowania geometrii i lokalizacji punktów pomiarowych oraz do pomiaru drgań określonych punktów konstrukcji.



Rys. 1 Metodyka automatycznego odwzorowania geometrii oraz realizacji testu modalnego

Opracowana metodyka i algorytmy w postaci oprogramowania współpracującego z wykonanym narzędziem komputerowego wspomaganie eksperymentu modalnego – VIOMA [12] osadzonym w środowisku Matlab (rys. 1) pozwoliła na skrócenie czasu realizacji jednego z najbardziej pracochłonnych i czasochłonnych etapów testu modalnego. Czyli początkową fazę testu modalnego związaną z przygotowaniem eksperymentu i wprowadzaniem do systemu geometrii, położenia i orientacji czujników pomiarowych.

Do pomiaru drgań analizowanego obiektu oraz określenia jego geometrii opracowano algorytmy klasycznych technik przetwarzania obrazu [1],[2],[3],[4],[5] w wyniku, których otrzymano geometryczne środki ciężkości obrazów znaczników w wybranych punktach konstrukcji. W celu obliczenia geometrycznych środków ciężkości analizowanych obrazów obiektów w oparciu o przyborek Image Processing Toolbox [6] opracowano i zaimplementowano procedury do wstępnego przetwarzania i analizy obrazów w środowisku programowym MATLAB [13] (rys.2) Uzyskane wartości współrzędnych geometrycznych środków ciężkości w jednostkach pikseli wyrażone zostały w milimetrach za pomocą opracowanego modułu kalibracji. W tym celu naklejono na analizowanym obiekcie wzorec kalibracyjny (rys.1.) w postaci okręgu o znanej średnicy.

3. EKSPERYMENT

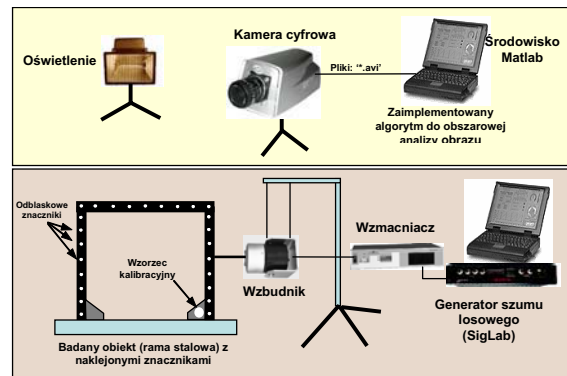
3.1 Stanowisko badawcze

Do przeprowadzenia testów modalnych z wykorzystaniem systemu wizyjnego przygotowano stanowisko badawcze zaprezentowane na rys. 2. Elementy składowe stanowiska badawczego z systemem wizyjnym do realizacji testu modalnego:

1) System wizyjny:

- ✓ Oświetlenie (halogen 1000W)
- ✓ Kamera cyfrowa X-Stream. Sekwencje obrazów pobierane były przy pomocy kamery cyfrowej X-Stream i 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



Rys. 2 Schemat stanowiska badawczego

2) Obiekt laboratoryjny

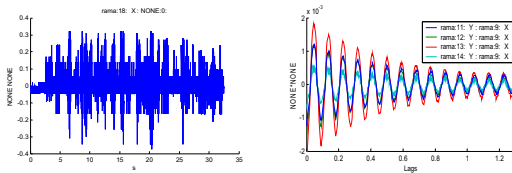
- ✓ Górna pozioma belka ramy stalowej z naklejonymi znacznikami odbłaskowymi stanowiącymi przedmiot analizy obrazów. Jako rezultat analizy obrazu, dla każdej ramki, obliczono współrzędne geometrycznych środków ciężkości obrazów naklejonnych znaczników wyrażonych po procesie kalibracji w milimetrach.
- ✓ W kolejnych eksperymentach częściowych badana belka była „uszkodzana” przez nacięcie poprzeczne w wybranym punkcie.
- ✓ Wzbudzenie szumem losowym

Analizowane obiekty reprezentowane były przez uzyskane z kamery obrazy odbłaskowych znaczników naklejonnych na badaną ramę stalową. 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 w środowisku programowym Matlab algorytmów i procedur do analizy obrazu (rys. 1). 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.

3.2 Pomiar belki "uszkodzanej" poprzez nacięcie

W celu dokonania detekcji uszkodzenia pojawiającego się w obiekcie przeprowadzona została seria testów pomiarowych. Pierwszy pomiar wykonano na obiekcie nieuszkodzonym a następnie kolejne trzy pomiary przy uszkodzaniu obiektu (12,5%, 35%, 50% uszkodzenia – nacięcie poprzeczne poziomej belki ramy stalowej). Obiekt wzbudzany był za pomocą układu przedstawionego na rys.2. Pomiar wykonywano za pomocą systemu

wizyjnego. Zarejestrowane obrazy przetwarzano następnie zgodnie ze schematem przedstawionym na rys.1. Jako wynik obróbki otrzymano przebiegi przemieszczeń badanych punktów konstrukcji w czasie. Przykładowe przebiegi zilustrowano na rys. 3a). Z zaprezentowanego rysunku widać, że rozdzielczość zarejestrowanego przebiegu drgań nie jest zbyt dobra.

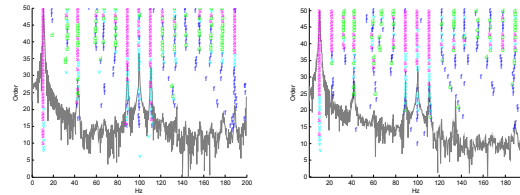


a) b)
 Rys 3. Przykładowy przebieg czasowy przemieszczeń drgań (a) oraz przykładowy przebieg obliczonej funkcji korelacji (b)

W przypadku punktów (np. znajdujących się w pobliżu końców badanego obiektu), w których spodziewano się uzyskać niewielką amplitudę drgań, na przebiegu odwzorowanych zostało jedynie kilka poziomów sygnału. Wyznaczone przebiegi czasowe użyte zostały następnie do obliczenia funkcji korelacji. W obliczeniach założono dwa punkty referencyjne wybrane w punktach i kierunkach, w których występowały największe drgania. Przebiegi przykładowych obliczonych funkcji korelacji przedstawiono na rys.3b)

W celu wygładzenia funkcji korelacji zastosowano uśrednianie z kilku wykonanych serii pomiarowych. Funkcje korelacji zostały następnie wykorzystane do przeprowadzenia analizy modalnej. Ponieważ nie był wykonywany pomiar siły wymuszającej jedynym rozwiązaniem było

przeprowadzenie operacyjnej analizy modalnej. Wykorzystano tutaj algorytm BR (ang. Balanced Realisation). Analizę przeprowadzono w pełnym paśmie pomiarowym tzn. od 0 – 200 Hz. Dla potrzeb wyznaczania diagramu stabilizacyjnego estymowano modele od 2 do 50 rzędu. Na rys.4. przedstawiono diagramy stabilizacyjne dla wszystkich przebadanych przypadków. Widać, iż pomimo słabej jakości przebiegów czasowych poddawanych analizie stabilizacja biegunów na diagramach jest zadziwiająco dobra.



Rys 4. Przykładowe diagramy stabilizacyjne uzyskane w trakcie wykonywania analiz dla kolejnych stopni uszkodzenia belki

Wyniki analiz dla wszystkich przypadków przedstawione zostały w tabeli 1.

Na podstawie przedstawionych wyników można stwierdzić, że różnice częstotliwości biegunów odpowiadających kolejnym stadiom uszkodzenia obiektu są niewielkie i niejednokrotnie znajdują się w granicach błędu estymacji. Z uszkodzeniem wykonywanym na konkretnym badanym obiekcie wiąże się przede wszystkim zmniejszenie sztywności układu. Częstotliwości drgań własnych uszkodzanego obiektu powinny, więc, w miarę propagacji uszkodzenia maleć.

Tabela 1. Wyniki estymacji modelu modalnego dla p. referencyjnego: rama:9:X

Lp.	Bez uszkodzenia		Uszk. 1		Uszk. 2		Uszk. 3	
	Częstotł.	Ws. Tłum	Częstotł.	Ws. Tłum	Częstotł.	Ws. Tłum	Częstotł.	Ws. Tłum
1	10,98	3,01	11,02	2,92	10,94	2,92	10,92	3,27
2	21,91	3,29	22,07	6,98	21,90	3,93	21,95	3,42
3	32,90	4,08			32,91	3,38	33,06	4,31
4	43,33	2,00	42,95	1,47	42,60	1,75	42,47	1,71
5	60,28	3,28	59,95	2,75	59,00	4,80	60,23	3,43
6	77,75	2,59	77,99	1,56	78,06	1,11	78,31	1,48
7	88,84	0,52	89,04	0,57	89,15	0,57	89,10	0,55
8	100,04	0,07	100,02	0,1	100,02	0,06	100,00	0,06
9	111,13	0,62	111,02	0,38	111,07	0,48	110,95	0,42
10	121,78	1,25	122,07	0,84	121,74	0,66	121,83	0,76
11			133,46	1,18	133,84	1,22	133,27	1,26
12	143,93	1,10	142,99	0,84	143,05	1,45	142,85	1,00
13	177,81	0,63	177,77	0,82	178,16	0,75	177,80	0,77
14	189,51	0,63	189,28	0,59	189,24	0,45	189,06	0,59

Tendencja taka jest rzeczywiście obserwowana dla biegunów nr.:1,4,5,9,13,14 jednakże w przypadku

postaci nr.:6,7 nie potwierdza się. Jest to prawdopodobnie związane z udziałem danej postaci

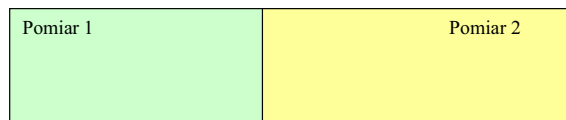
w całkowitej wartości drgań obiektu. Bieguny mające większy wpływ na całościowe drgania analizach będące przez to lepiej odwzorowane w danych pomiarowych spełniają podaną zależność. W wszystkich analizach pojawia się biegun o częstotliwości 100 Hz i stosunkowo niskim współczynniku tłumienia nieprzekraczającym 0.1 %. W klasycznym pomiarze z wykorzystaniem np. czujników akcelerometrycznych w częstotliwości tej najprawdopodobniej można by się dopatrywać niepożądanego wpływu zakłóceń sieci energetycznej. W przypadku pomiaru wizyjnego jedynym wy tłumaczeniem występowania tej częstotliwości jest niekorzystny wpływ oświetlenia na dokonany pomiar.

W kolejnym etapie doświadczenia zaplanowane zostało wykorzystanie energetycznych wskaźników do detekcji i lokalizacji uszkodzenia pojawiającego się w monitorowanym obiekcie. Proponowana metoda bazuje na znajomości przebiegu postaci drgań dla obiektu wzorcowego (nieuszkodzonego) oraz postaci obiektu podejrzanego o uszkodzenie. Niestety w tym przypadku okazało się, iż wyznaczone postaci drgań nie są wystarczająco dobrze odwzorowane. Przebiegi najlepiej odwzorowanych postaci przedstawiono na rys.8.

Problem odwzorowania postaci bezpośrednio związany jest z rozdzielczością przestrzenną wykonywanego pomiaru. W przeprowadzonych eksperymentach rozdzielczość wynosiła 0.6748 [mm/piksel]. Pojawiło się, więc pytanie, jaką wartość powinna mieć rozdzielczość przestrzenna, aby poprawnie odwzorować postaci drgań oraz w jaki sposób technicznie umożliwić zmniejszenie wartości tego parametru. Z pośród kilku możliwości wybrana została metoda polegająca na realizacji kilku pomiarów dla wybranych obszarów badanego obiektu i następnym połączeniu w trakcie analiz badanych obszarów.

3.3 Pomiar ze zwiększaniem rozdzielczości

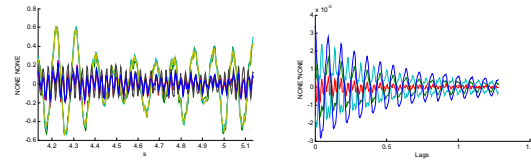
Wykonano kolejne dwie serie eksperymentów pomiarowych. W pierwszej badany obiekt podzielony został na dwie części zgodnie z rysunkiem 5.



Rys 5. Schemat podziału badanego obiektu na 2 części

Wyznaczenie przebiegów czasowych amplitud przemieszczeń oraz wyznaczenie funkcji korelacji wykonane zostało zgodnie ze schematem podanym w punkcie 2. Na rys 6 zilustrowano przykładowe przebiegi czasowe. W tym przypadku funkcje

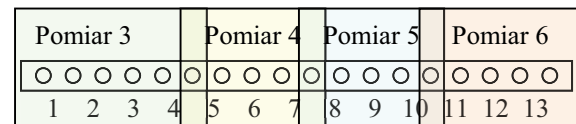
korelacji wyznaczono za pomocą referencyjnych przebiegów czasowych wybranych w punktach 9 lub 10. Punkty te były wspólne dla obydwu pomiarów. Przykładowe przebiegi funkcji korelacji przedstawione są na rys 6. Wykonanie operacyjnej analizy modalnej na tak przygotowanym zestawie funkcji korelacji doprowadziło do uzyskania postaci drgań własnych przedstawionych na rys 8.



Rys 6. Przykładowy przebieg czasowy przemieszczeń drgań oraz przykładowy przebieg obliczonej funkcji korelacji

Dalsze zwiększenie rozdzielczości pomiaru możliwe było poprzez dokonanie kolejnego podziału badanego obiektu.

Schemat tego podziału przedstawiony jest na rys. 7.



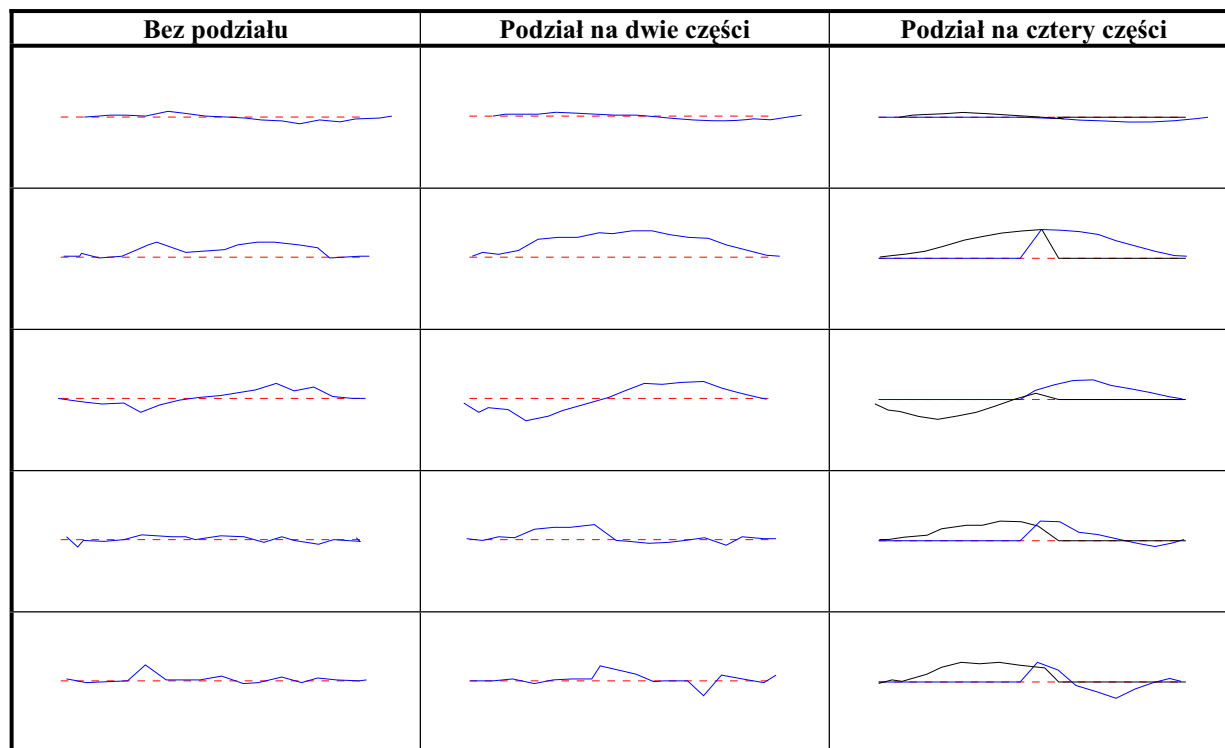
Rys 7. Schemat podziału badanego obiektu na 4 części

Wykonano podział na cztery części, przy czym każdy z pomiarów posiadał, co najmniej jeden punkt wspólny z kolejnym. W standardowym pomiarze, w którym wykorzystywane są klasyczne czujniki drgań, zazwyczaj jeden z czujników pełni rolę odniesienia. Jego pozycja jest niezmienna w czasie całego eksperymentu. W trakcie pomiaru wizyjnego założenie jednego punktu pomiarowego jako referencyjnego nie może zostać spełnione. Sytuacja taka powoduje, iż postaci drgań uzyskiwane są na podstawie kilku analiz częściowych. Istnieje, więc konieczność „sklejania” postaci globalnej dla całego badanego obiektu na podstawie kilku postaci składowych. Istotny jest tutaj fakt, iż postaci składowe mogą różnić się między sobą zarówno amplitudą jak i fazą dla danego biegunu.

Zaproponowane rozwiązanie polega na wyznaczeniu na podstawie przebiegów czasowych amplitud drgań funkcji korelacji. W związku z tym wyznaczono dwa niezależne zestawy funkcji korelacji. Jeden na podstawie pomiarów 3 i 4. Jako referencja wybrany został punkt 6. Drugi zestaw obliczony został na podstawie pomiarów 5 i 6 z wykorzystaniem punktu referencyjnego nr 14. Wykonane zostały analizy modalne dla obydwu zestawów funkcji korelacji. Postacie drgań uzyskane w obydwu analizach zawierały jeden

punkt wspólny (nr 10). Punkt ten wykorzystany został następnie do połączenia postaci na podstawie postaci częściowych. Uzyskane postaci drgań przedstawiono na rys 8 i porównano z przypadkami

analizowanymi powyżej. Odpowiadają one kolejno (rzędami) częstotliwościom ok: 11.0, 43.9, 60.2 122.1 oraz 144.2 Hz



Rys 8. Porównanie kształtów wybranych postaci drgań uzyskanych dla pomiarów wykonywanych z różnymi rozdzielczościami przestrzennymi

4. WNIOSKI

Stosując pomiar wizyjny w analizie modalnej:

- ✓ Następuje skrócenie czasu realizacji eksperymentu modalnego poprzez jednoczesny pomiar we wszystkich niezbędnych punktach
- ✓ Następuje skrócenie czasu przygotowania eksperymentu poprzez automatyzację odwzorowania geometrii badanego obiektu
- ✓ Można otrzymać pełną macierz modalną, ponieważ wszystkie pomiary wykonywane są jednocześnie
- ✓ Zwiększenie rozdzielczości przestrzennej umożliwia poprawę odwzorowania postaci drgań własnych
- ✓ Podział badanego obiektu na mniejsze części zwiększa rozdzielczość przestrzenną jednocześnie jednak zwiększa złożoność pomiarów i analiz.

LITERATURA

[1].JAHNE B., *Digital image processing: concepts, algorithms, and scientific application*, Springer-Verlag, Berlin, 1995

[2].KLETTE R., ZAMPERONI P., *Handbook of image processing operators*, JohnWiley&Sons Ltd., New York, 1996

[3].SHAPIRO L, STOCKMAN., *Textbook: Computer vision*, Stockman, Prentice-Hall, 2001

[4].TADEUSIEWICZ R., *Systemy wizyjne robotów przemysłowych*, WNT, Warszawa, 1992

[5].UHL T., KOHUT P., *The rapid prototyping of the visual servoing on Matlab/Simulink/dSPACE environment*, Proc. of the 7th IEEE International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, pp. 672-677 Międzyzdroje, 28-31 August 2001

[6].*Image Processing Toolbox for use with MATLAB*, The MathWorks Inc., 2002

[7].FREYMANN R., HONSBURG W., WINTER F., STEINBICHLER H., *Holographic modal analysis, Laser in Research and Engineering*, Springer Verlag Berlin, pp. 530-542, 1996.

[8].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, pp. 451- 463

- [9]. UHL T., *Komputerowe wspomaganie identyfikacji modeli konstrukcji mechanicznych*, WNT, Warszawa, 1997
- [10]. KUROWSKI P., *Identyfikacja modeli modalnych konstrukcji mechanicznych na podstawie pomiarów eksploatacyjnych*, Praca doktorska, Kraków 2001
- [11]. HEYLEN W., LAMMENS S., AND SAS P. *Modal Analysis Theory and Testing*. Department of Mechanical Engineering, Katholieke Universiteit Leuven, Leuven, Belgium, 1995.
- [12]. KUROWSKI P., UHL T., *VIOMA 2.0 – users guide*, Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn AGH, Kraków 2003
- [13]. KOHUT P. KUROWSKI P., *Pomiary wizyjne w analizie modalnej*, VIII Szkoła Analizy Modalnej, Kraków, 1-2 grudnia 2003



Dr inż. PIOTR KUROWSKI jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Jego zainteresowania naukowe skupiają się na zagadnieniach przetwarzania sygnałów, problemów dynamiki konstrukcji oraz prototypowa-

niu algorytmów klasycznej i operacyjnej analizy modalnej. Jest autorem kilku publikacji związanej z podanymi tematami. Jest również autorem oprogramowania do analizy modalnej VIOMA prezentowanego w pracy.



Dr inż. Piotr KOHUT jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. 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.

niem algorytmów klasycznej i operacyjnej analizy modalnej. Jest autorem kilku publikacji związanej z podanymi tematami. Jest również autorem oprogramowania do analizy modalnej VIOMA prezentowanego w pracy.

NIELINIOWY MODEL DYNAMICZNY UKŁADU PRZENIESIENIA MOCY JAKO NARZĘDZIE DIAGNOZOWANIA BŁĘDÓW OSIOWANIA

Iwona KOMORSKA

Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn
Politechnika Radomska
Radom, Al.Chrobrego 45, tel. (0 48) 361 76 42
email:iwona.komorska@pr.radom.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiono sposób modelowania szeregowego układu przeniesienia mocy z przekoszonym wałem. Szczególną uwagę poświęcono nieliniowym sprzężeniom drgań giętnych i skrętnych układu, które powodują powstawanie drgań widocznych na widmie amplitudowym jako ciąg harmonicznych. Zjawisko to zostało zaobserwowane na obiektach rzeczywistych, takich jak młyny cementu czy dmuchawy powietrzne. Czynny eksperyment na stanowisku laboratoryjnym potwierdził wpływ przekoszenia osi wałów na zmianę jakościową widma drgań. W referacie przedstawiono badania symulacyjne, które pokazują mechanizm powstawania ciągu składowych harmonicznych w widmie amplitudowym przy przekoszonej osi wałów. W wyniku symulacji modelu matematycznego uzyskano drganiową odpowiedź układu zgodną z wynikiem eksperymentu.

Słowa kluczowe: błędy osiowania, model diagnostyczny, symulacja

NONLINEAR DYNAMICAL MODEL OF SERIAL POWER TRANSMISSION SYSTEM AS A TOOL OF DIAGNOSING OF ALIGNMENT ERRORS

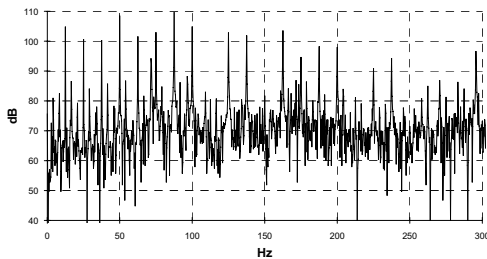
Summary

In the paper the method of modelling the serial power transmission system with misalignment error was presented. Especially, non-linear couplings between torsional and radial vibrations that cause appearance a train of harmonics in vibration spectrum were underlined. This phenomenon was observed during investigations on real machinery like cement mills or air blowers and during active experiment in laboratory. In the paper the simulation results were introduced. They show how the train of harmonics arise in vibration spectrum in system with alignment error. The vibration response of the mathematical model is conformable to the experiment results.

Keywords: alignment errors, diagnostic model, simulation

WSTĘP

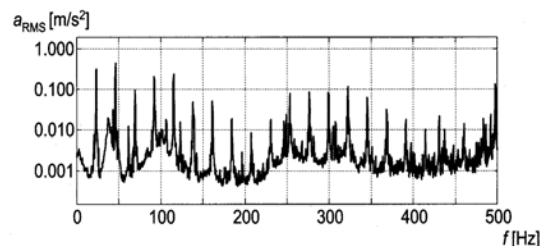
Podczas rutynowego nadzoru drganiowego układów przeniesienia mocy często można zaobserwować palisadę składowych harmonicznych widocznych w widmie amplitudowym przyspieszenia drgań łożyska (rys.1).



Rys.1. Widmo przyspieszenia drgań łożyska układu przeniesienia mocy młyna cementu [1].

Również czynny eksperyment przeprowadzony na stanowisku badawczym potwierdza pojawienie się ciągu składowych harmonicznych przy przekosze-

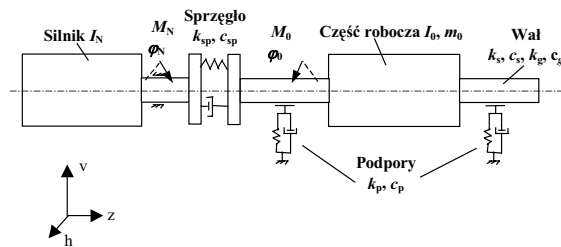
niu osi wału (rys.2). Taki stan rzeczy można próbować tłumaczyć odpowiedzią układu na obciążenie impulsowe lub nierównomiernością prędkości obrotowej spowodowaną błędami montażowymi przegubów sprzęgieł łączących wały. Ponieważ taki obraz widmowy jest niemożliwy do uzyskania na podstawie modelu zlinearyzowanego należy wygenerować model zawierający nieliniowe sprzężenie drgań giętnych i skrętnych



Rys.2. Widmo przyspieszeń drgań giętnych dla układu z przekoszoną osią wału zarejestrowanych na stanowisku badawczym [2].

1. MODEL UKŁADU PRZENIESIENIA MOCY

Rozpatrzmy model układu złożonego z silnika zredukowanego do momentu bezwładności na wale I_N oraz obciążenia o masie m_0 i momencie bezwładności I_0 osadzonego na sprężystym wale (k_{sp} , c_{sp} , k_g , c_g). Wał podparty jest sprężystością (k_p , c_p). Silnik napędza maszynę poprzez nieważkie $2n$ -elementowe sprzęgło podatne (k_{sp} , c_{sp}) – rys.3.



Rys.3. Fizyczny model układu przeniesienia mocy.

Równania ruchu układu zapisano w postaci:

$$m_0 \ddot{h} + c_h \dot{h} + k_h h = k_h e \cos \varphi_0 \quad (1)$$

$$m_0 \ddot{v} + c_v \dot{v} + k_v v = k_v e \sin \varphi_0 \quad (2)$$

$$I \ddot{\varphi} + c_{skr} \dot{\varphi} + k_{skr} \varphi = k_{skr} e v \cos \varphi_0 - k_{skr} e h \sin \varphi_0 + M_N - M_0 \quad (3)$$

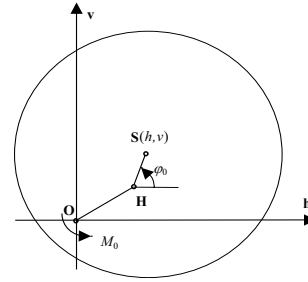
gdzie:

$$\begin{aligned} \varphi &= \varphi_N - \varphi_0 \\ I &= \frac{I_N \cdot I_0}{I_N + I_0} \\ k_h &= 2nk_{sp} + k_g + k_{ph} \\ k_v &= 2nk_{sp} + k_g + k_{pv} \\ c_h &= 2nc_{sp} + c_g + c_{ph} \\ c_v &= 2nc_{sp} + c_g + c_{pv} \\ k_{skr} &= \frac{2nk_{sp} \cdot k_s}{2nk_{sp} + k_s} \\ c_{skr} &= \frac{2nc_{sp} \cdot c_s}{2nc_{sp} + c_s} \end{aligned} \quad (4)$$

Wpływ drgań giętych układu na drgania skrętne w równaniu (3) wynika z następującego zapisu sił sprężystości [3]:

$$\begin{aligned} F_h &= k_h (h - e \sin \varphi_0) \\ F_v &= k_v (v - e \cos \varphi_0) \end{aligned} \quad (5)$$

Gdzie h i v opisują położenie środka masy (rys.4).



Rys.4. Wprowadzenie współrzędnych środka masy jako współrzędnych uogólnionych.

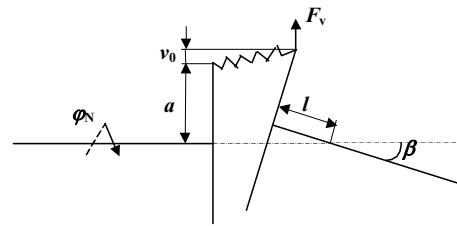
W powyższym zapisie równań ruchu pojawiają się nieliniowe siły sprężystości spowodowane niewyrównoważeniem e zapisane jako

$$F = k_{skr} e v(t) \cos \varphi_N(t) - k_{skr} e h(t) \sin \varphi_N(t) \quad (6)$$

Bez uwzględnienia tego sprzężenia trudno jest dalej wprowadzić do modelu błędy osiowania wałów.

2. PRZEKOSZENIE OSI WAŁÓW

Do modelu zapisanego równaniami (1÷3) wprowadzono błędy osiowania przedstawione na rys.5.



Rys.5. Podstawowe zależności geometryczne przy przekoszeniu osi wału.

Kąt przekoszenia osi wałów β jest zmienny w czasie, co może być spowodowane podatnością podpór lub wymuszeniami kinematycznymi występującymi w układach przeniesienia mocy samochodów, statków itp.

Przesunięcie środka tarczy sprzęgła przekoszonego wału r jest wynikiem tego właśnie przekoszenia i jest opisane wzorem

$$r = l \sin \beta(t) \quad (7)$$

gdzie:

l - odległość tarczy sprzęgła od osi obrotu wału dokoła osi h

Odkształcenie elementu sprężystego sprzęgła wzdłuż osi v wynosi więc

$$v_0(t) = l \sin \beta(t) - a[1 - \cos \beta(t)] \sin \varphi_N(t) \quad (8)$$

Natomiast moment gnący można zapisać wzorem:

$$M_g(t) = k_v l [l \sin \beta(t) - a(1 - \cos \beta(t)) \sin \varphi_N(t)] \quad (9)$$

Siła sprężystości działająca na całe sprzęgło podana jest wzorem:

$$F_v(t) = k_h \sum_{i=1}^{2n} \left[l \sin \beta(t) - a(1 - \cos \beta(t)) \sin \left(\varphi_N(t) - i \frac{\pi}{n} \right) \right] \quad (10)$$

Ponieważ zarówno $\varphi(t)$ jak i $\beta(t)$ są funkcjami czasu, więc iloczyn ich funkcji harmonicznym $\cos \beta(t) \cdot \sin \varphi(t)$ daje efekt nieliniowy.

Wprowadzenie przekoszenia osi wału $\beta(t)$ powoduje powstawanie drgań układu dokoła osi h opisane równaniem

$$I_\psi \ddot{\psi} + c_\psi \dot{\psi} + k_\psi \psi = k_h l \sum_{i=1}^{2n} \left[l \sin \beta(t) - a(1 - \cos \beta(t)) \sin \left(\varphi_N(t) - i \frac{\pi}{n} \right) \right] \quad (11)$$

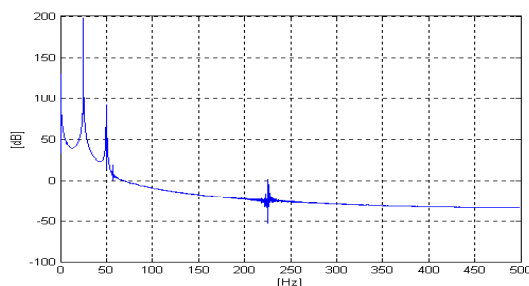
3. BADANIA SYMULACYJNE

Model matematyczny układu przeniesienia mocy opisany równaniami (1-3) oraz (10) poddano symulacji przy użyciu programu Matlab-Simulink. Na rys.6. przedstawiono wyniki symulacji modelu dla rosnącego kąta przekoszenia osi wałów na sprzęgło. Przyjęto, że kąt przekoszenia zmienia się wolno w czasie według funkcji

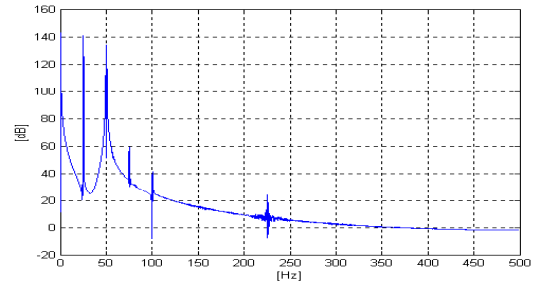
$$\beta(t) = \beta_0 \sin(2\pi f t) \quad (12)$$

Częstotliwość f zmiany przekoszenia jest 100 razy mniejsza od częstotliwości podstawowej obrotu wału, która wynosi 25Hz.

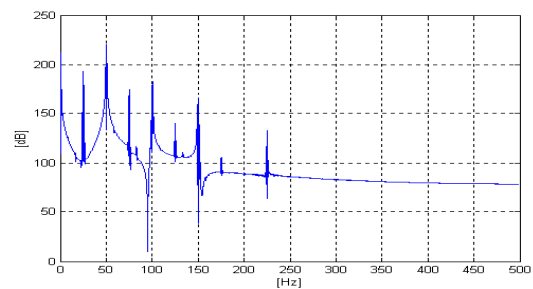
Jak widać na rys.6a, dla układu bez przekoszenia widoczne są tylko I i II harmoniczna spowodowane nieliniowością układu. Wprowadzenie wolnozmiennego kąta przekoszenia powoduje pojawienie się w widmie dalszych harmonicznym (rys.6 b,c). Ich liczba i amplituda są zależne od podatności układu.



Rys.6a. Przykładowe wyniki symulacji dla rosnącej amplitudy kąta przekoszenia osi wału – widmo przyspieszeń drgań w kierunku pionowym $\ddot{v}(t)$ dla $\beta_0=0$



Rys.6b. Przykładowe wyniki symulacji dla rosnącej amplitudy kąta przekoszenia osi wału – widmo przyspieszeń drgań w kierunku pionowym $\ddot{v}(t)$ dla $\beta_0=1^\circ$



Rys.6c. Przykładowe wyniki symulacji dla rosnącej amplitudy kąta przekoszenia osi wału – widmo przyspieszeń drgań w kierunku pionowym $\ddot{v}(t)$ dla $\beta_0=3^\circ$

ciąg harmonicznym pojawia się również w widmie drgań skrętnych $\ddot{\varphi}(t)$ oraz w widmie siły sprężystości podanej wzorem (6).

Podczas dalszych badań symulacyjnych okazało się, że częstotliwość zmian kąta przekoszenia β ma wpływ na amplitudy składowych harmonicznym w widmie przyspieszeń drgań, co jest przedmiotem aktualnych badań proponowanych przez autorkę.

4. WNIOSKI

Przedstawiony w referacie stosunkowo prosty sposób modelowania układu przeniesienia mocy z błędami osiowania umożliwia odwzorowanie tych błędów poprzez miary drganiowe. Ułatwia również interpretację widm przyspieszeń drgań obiektów rzeczywistych. Nie jest konieczne wprowadzanie do modelu obciążenia impulsowego, aby dostroić wynik symulacji do pomiarów na obiekcie rzeczywistym. Okazuje się, że w tak postawionym zadaniu nie można pomijać nieliniowych sprzężeń pomiędzy drganiami giętnymi i skrętnymi, gdyż właśnie bardzo niewielkie siły sprężystości występujące w równaniu (3) powodują pojawienie się w widmie, zgodnie z badaniami empirycznymi, ciągu harmonicznym o znaczących amplitudach.

LITERATURA

- [1] Komorska I.: *Badanie wpływu błędów montażowych na drgania szeregowych układów przeniesienia mocy*. Rozprawa doktorska, Warszawa 1999.
- [2] Dąbrowski Z., Komorska I., Puchalski A.: *Diagnostowanie błędów wykonania i montażu układów wirujących*. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
- [3] Dąbrowski Z.: *Wały maszynowe*. PWN, Warszawa 1999.



Dr inż. Iwona Komorska – ur.1967, absolwentka Wydziału Transportu Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Radomiu. Adiunkt w Instytucie Eksploatacji Pojazdów i Maszyn Politechniki Radomskiej. Autorka ponad 20 publikacji z zakresu diagnostyki wibroakustycznej i cyfrowej analizy sygnałów. Współautorka monografii “Diagnostowanie błędów wykonania i montażu układów wirujących” (Wyd.ITE, Radom 2001).

TRENDY I PROBLEMY W DIAGNOSTYCE PROCESÓW

Józef KORBICZ

Institut Sterowania i Systemów Informatycznych, Uniwersytet Zielonogórski
ul. Podgórna 50, 65–246 Zielona Góra, e-mail: J.Korbicz@issi.uz.zgora.pl

Streszczenie

W ostatnich latach w systemach detekcji i lokalizacji uszkodzeń dla układów dynamicznych stosuje się zintegrowane ilościowe i jakościowe modele informacji, a większość z nich oparta jest na modelach obliczeń inteligentnych. Celem niniejszej pracy jest prezentacja nowych metod i technik analitycznych oraz obliczeń inteligentnych w systemach diagnostyki procesów. Przyjmując strukturę układu diagnostyki z modelem omawia się możliwości stosowania modeli analitycznych, a przede wszystkim obserwatorów o nieznanym wejściu. Szerzej rozpatruje się alternatywne podejścia oparte na wykorzystaniu metod obliczeń inteligentnych, takich jak sztuczne sieci neuronowe, logika rozmyta, sieci neuronowo-rozmyte oraz algorytmy ewolucyjne do rozwiązywania zadań globalnej optymalizacji. Dla zilustrowania efektywności metod sztucznych sieci neuronowych typu GMDH w układach diagnostyki w końcowej części referatu rozpatruje się problem diagnostyki urządzenia wykonawczego w Cukrowni *Lublin*.

Słowa kluczowe: diagnostyka procesów, układ z modelem, obserwator o nieznanym wejściu, sztuczne sieci neuronowe, logika rozmyta, sieci neuronowo-rozmyte, algorytmy ewolucyjne, zastosowania

TRENDS AND PROBLEMS IN DIAGNOSTICS

Summary

Recent approaches to Fault Detection and Isolation (FDI) for dynamic systems use methods of integrating quantitative and qualitative model information, and most of these are based on soft computing methods. The purpose of this paper is to present new methods and applications in the field of analytical and soft computing techniques for fault diagnosis of processes. Taking into account the model-based structure of a diagnostics system, possible applications of analytical models, and first of all unknown input observers, are considered. Alternative soft computing methods such as artificial neural networks, fuzzy logic, neuro-fuzzy structures and evolutionary algorithms for global optimization problems are presented and discussed in greater detail. To illustrate the effectiveness of GMDH artificial neural networks in fault diagnosis, an industrial valve actuator system in a sugar factory (Cukrownia Lublin S.A., Poland) is tested.

Keywords: process diagnosis, model-based structure, unknown input observers, artificial neural networks, fuzzy logic, neuro-fuzzy networks, evolutionary algorithms, applications

1. WPROWADZENIE

Znane systemy fizyczne, biologiczne oraz techniczne mogą ulegać błędnemu działaniu z powodu defektów lub uszkodzeń powstających w wybranych miejscach takich systemów. Możliwość występowania uszkodzeń wzrasta wraz ze wzrostem złożoności systemów, co charakteryzuje nowoczesne instalacje przemysłowe. Duża złożoność instalacji np. w przemyśle chemicznym i energetycznym wywołuje poważne trudności w kontrolowaniu procesów przez obsługę operatorską z uwagi na występowanie dużej liczby parametrów i zmiennych procesowych [4]. W systemach automatycznego sterowania uszkodzeniu mogą ulegać zarówno czujniki pomiarowe, urządzenia wykonawcze, części

sterowanego obiektu, jak i oprogramowanie oraz układ sterowania. Efekt lokalnego uszkodzenia może ulegać wzmocnieniu w pętli sprzężenia zwrotnego ale również układ sterowania może „ukrywać” wolno narastające uszkodzenia dopóki sytuacja nie osiągnie stanu awaryjnego. Z punktu widzenia nowoczesnej automatyki przemysłowej diagnostyka procesów [18, 19, 32] jest podstawą ważnego kierunku rozwoju układów sterowania tolerujących uszkodzenia (ang. *Fault-Tolerant Control*) [2].

Projektowanie większości współczesnych układów diagnostyki oparte jest na wykorzystaniu modelu diagnozowanego procesu [19, 22, 32], przy czym stosowane są zarówno modele analityczne, jak i sztucznej inteligencji oraz ich kombinacje wraz

z wnioskowaniem analitycznym lub heurystycznym. Podstawową trudnością stosowania modeli analitycznych jest problem ich dokładnego wyznaczenia dla diagnozowanego procesu. Aby zwiększyć stosowalność niedokładnych modeli analitycznych opracowano metody projektowania odpornych układów diagnostyki [5], w tym obserwatorów o nieznanym wejściu [40].

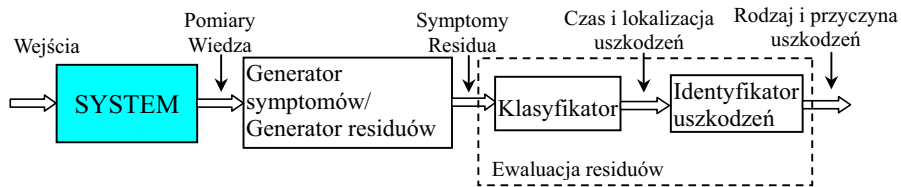
Alternatywnym podejściem do modeli analitycznych jest zastosowanie modeli sztucznej inteligencji, które łatwiej budować dla złożonych procesów. Ponadto, co jest bardzo cenne, charakteryzują się one znacznie mniejszą wrażliwością na nieokreśloność parametrów. W układach diagnostyki ma to wpływ na zmniejszenie liczby fałszywych alarmów. Modele diagnostyczne buduje się z wykorzystaniem technik sztucznych sieci neuronowych, logiki rozmytej oraz ich zintegrowania w postaci sieci neuronowo-rozmytych [3, 10, 33, 38].

W danej pracy omawia się strategię projektowania układów diagnostyki procesów z wykorzystaniem zarówno modeli analitycznych, jak i sztucznej inteligencji. Wśród metod analitycznych główną uwagę skupiono na obserwatorach, w tym obserwatorach o nieznanym wejściu. Następnie pokazano możliwości zastosowania wybranych metod sztucznej inteligencji – sztucznych sieci neuronowych, logiki rozmytej oraz sieci neuronowo-

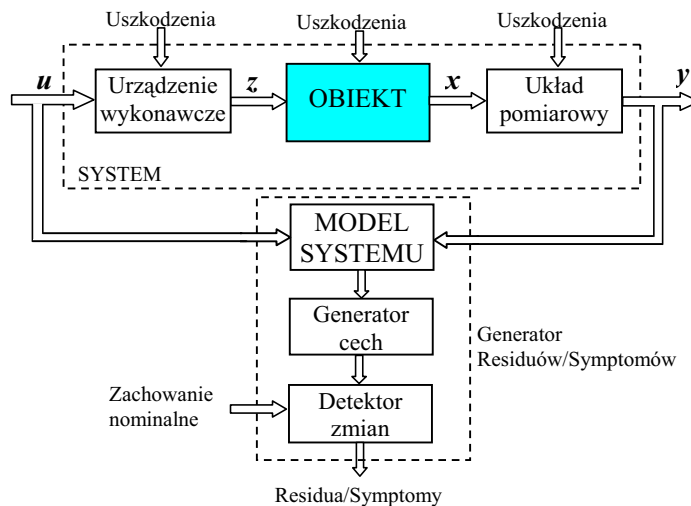
rozmytych – w układach detekcji uszkodzeń. Efektywność zastosowania sztucznych sieci neuronowych typu GMDH pokazano na przykładzie układu diagnostyki urządzenia wykonawczego wraz z zaworem w Cukrowni *Lublin*.

2. STRUKTURA UKŁADU DIAGNOSTYKI

W ogólnym przypadku koncepcję układu diagnostyki możemy rozpatrzeć jako realizację trzech zadań: detekcję i lokalizację uszkodzeń oraz ich analizę (rys. 1). Zadaniem detekcji jest sygnalizacja faktu wystąpienia uszkodzenia w systemie, a lokalizacji – określenie miejsca oraz czasu jego wystąpienia. Natomiast zadaniem identyfikacji jest określenie rozmiaru, charakteru i przyczyny pojawienia się uszkodzenia. Podstawowy moduł układu diagnostyki – detektor uszkodzeń z wykorzystaniem modelu systemu przedstawia rys. 2. Należy zauważyć, że podstawą funkcjonowania takiego generatora residuów jest dokładny model systemu, od którego zależy użyteczność całego układu diagnostyki. Niedokładny model może być przyczyną fałszywych alarmów. Ewaluacja symptomów jest logicznym procesem podjęcia decyzji na podstawie przekształceń wiedzy ilościowej (residua, symptomy) w stwierdzenia jakościowe typu *tak* lub *nie*.



Rys. 1. Procedura realizacji zadań diagnostyki



Rys. 2. Ogólny schemat generacji residuów/symptomów w układzie diagnostyki z modelem

3. MODELE ANALITYCZNE W UKŁADACH DETEKCJI

Stosowane w układach diagnostyki procesów modele analityczne, to modele typu wejście – wyjście (transmitacje operatorowe ciągłe lub dyskretne) oraz modele w przestrzeni stanu. Dynamiczny stacjonarny system liniowy z czasem ciągłym w przestrzeni stanu można opisać w postaci:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) + \mathbf{R}_1\mathbf{f}(t), \quad (1)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}\mathbf{u}(t) + \mathbf{R}_2\mathbf{f}(t), \quad (2)$$

gdzie $\mathbf{x}(t) \in \mathbf{R}^n$ jest wektorem stanu systemu, \mathbf{A} – macierzą systemu, $\mathbf{u}(t) \in \mathbf{R}^p$ – znanym wektorem wejściowym, \mathbf{B} – macierzą sterowania, $\mathbf{f}(t) \in \mathbf{R}^s$ – wektorem uszkodzeń, przy czym każda składowa wektora $f_i(t)$ ($i = 1, 2, \dots, s$) odpowiada uszkodzeniom występującym w urządzeniu wykonawczym, układzie pomiarowym oraz w obiekcie. Macierze \mathbf{R}_1 i \mathbf{R}_2 są znane i określają wpływ uszkodzeń na system, $\mathbf{y}(t) \in \mathbf{R}^m$ jest wektorem wyjściowym, a macierze \mathbf{C} i \mathbf{D} są znanymi macierzami odpowiedzi układu wyjściowego.

Odpowiedni model wielowymiarowy wejście – wyjście w dziedzinie częstotliwości może być opisany w postaci operatorowej:

$$\mathbf{y}(s) = \mathbf{G}_u(s)\mathbf{u}(s) + \mathbf{G}_f(s)\mathbf{f}(s), \quad (3)$$

gdzie $\mathbf{G}_u(s)$ jest macierzą transmitancji operatorowej (stosunek $\mathbf{u}(s)$ do $\mathbf{y}(s)$), $\mathbf{G}_f(s)$ – macierzą transmitancji operatorowej uszkodzeń (stosunek $\mathbf{f}(s)$ do $\mathbf{y}(s)$).

W równaniach (1)–(3) przyjęto, że są to dokładne modele diagnozowanych systemów, co jest założeniem trudnym do spełnienia w praktyce inżynierskiej. Dlatego ważne jest aby w modelach tych uwzględnić nieokreśloności typu odchyłki parametrów, nieuwzględniona dynamika i nieliniowość obiektu ale również nieuwzględnione wymuszenia oraz zakłócenia systemu [5, 9]. Wszystkie te nieokreśloności modelu przyjmuje się jako *nieznane wejścia* w postaci wektora $\mathbf{d}(t) \in \mathbf{R}^r$. Z punktu widzenia modelowania systemu, identyfikacja wektora nieznanego wejść $\mathbf{d}(t)$ nie jest niezbędna, ale należy odróżnić go od wektora uszkodzeń $\mathbf{f}(t)$, aby uniknąć powstawania fałszywych alarmów.

Biorąc pod uwagę nieokreśloności w postaci wektora nieznanego wejść $\mathbf{d}(t)$ oraz odchyłki parametrów, pełny model w przestrzeni stanu wykorzystywany do generowania residuów można opisać w postaci [5]:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = (\mathbf{A} + \Delta\mathbf{A})\mathbf{x}(t) + (\mathbf{B} + \Delta\mathbf{B})\mathbf{u}(t) + \mathbf{Q}_1\mathbf{d}(t) + \mathbf{R}_1\mathbf{f}(t), \quad (4)$$

$$\mathbf{y}(t) = (\mathbf{C} + \Delta\mathbf{C})\mathbf{x}(t) + (\mathbf{D} + \Delta\mathbf{D})\mathbf{u}(t) + \mathbf{Q}_2\mathbf{d}(t) + \mathbf{R}_2\mathbf{f}(t), \quad (5)$$

gdzie $\mathbf{d}(t)$ jest wektorem addytywnych nieznanego wejść, \mathbf{Q}_1 i \mathbf{Q}_2 są znanymi macierzami określającymi wpływ nieznanego wejścia na system, $\Delta\mathbf{A}$, $\Delta\mathbf{B}$, $\Delta\mathbf{C}$ oraz $\Delta\mathbf{D}$ są macierzami określającymi błędy parametrów modelu, które można interpretować jako multiplikatywne nieznanego wejścia.

Odpowiedni model wielowymiarowy wejście – wyjście w dziedzinie częstotliwościowej z uwzględnieniem nieokreśloności przyjmuje następującą postać:

$$\mathbf{y}(s) = (\mathbf{G}_u(s) + \Delta\mathbf{G}_u(s))\mathbf{u}(s) + \mathbf{G}_d(s)\mathbf{d}(s) + \mathbf{G}_f(s)\mathbf{f}(s), \quad (6)$$

gdzie $\mathbf{G}_d(s)$ jest macierzą transmitancji operatorowej (stosunek $\mathbf{d}(s)$ do $\mathbf{y}(s)$), $\Delta\mathbf{G}_u(s)$ jest macierzą transmitancji operatorowej, która uwzględnia zarówno uszkodzenia parametryczne, jak i błędy modelu. Przyjmuje się, że gdy macierze \mathbf{Q}_1 i \mathbf{Q}_2 oraz \mathbf{G}_d są znane, to nieokreśloności są strukturalne. W przeciwnym przypadku mówimy o nieokreślonościach niestukturalnych.

3.1. Uogólniony generator residuów

Podstawowym zadaniem w układach diagnostyki z modelem jest proces generowania residuów. W ogólnym przypadku struktura generatora residuów może być zdefiniowana w postaci [5]:

$$\mathbf{r}(s) = \mathbf{H}_u(s)\mathbf{u}(s) + \mathbf{H}_y(s)\mathbf{y}(s), \quad (7)$$

gdzie $\mathbf{H}_u(s)$ i $\mathbf{H}_y(s)$ są macierzami transmitancji operatorowych, które mogą być realizowane jako stabilne systemy liniowe. Zgodnie z tym założeniem sygnał residuum jest równy zeru dla przypadku braku uszkodzeń i różny od zera kiedy występują uszkodzenia, czyli

$$\mathbf{r}(t) \neq 0 \quad \text{wtedy i tylko wtedy, gdy} \quad f_i(t) \neq 0, \quad i = 1, 2, \dots, s. \quad (8)$$

Równanie (7) jest uogólnioną reprezentacją generatora residuów dla liniowych obiektów dynamicznych. Problem projektowania takich generatorów polega na odpowiednim wyborze macierzy transmitancji operatorowych spełniających warunek [5]:

$$\mathbf{H}_u(s) + \mathbf{H}_y(s)\mathbf{G}_u(s) = 0, \quad (9)$$

który wynika z założenia (8). Różne znane algorytmy generowania residuów wynikają ze sposobu wyznaczania macierzy $\mathbf{H}_u(s)$ i $\mathbf{H}_y(s)$.

Uwzględniając warunek (9) oraz model (6), generator residuów (7) można zapisać w uogólnionej postaci:

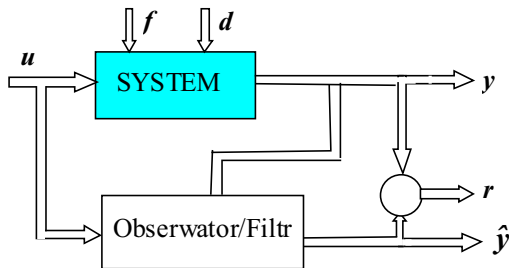
$$\mathbf{r}(s) = \mathbf{H}_y(s)(\Delta\mathbf{G}_u(s)\mathbf{u}(s) + \mathbf{G}_d(s)\mathbf{d}(s) + \mathbf{G}_f(s)\mathbf{f}(s)), \quad (10)$$

która ujmuje wszystkie rodzaje możliwych nieokreśloności modelu, czyli $\Delta\mathbf{G}_u(s)\mathbf{u}(s)$ oraz

$G_d(s)d(s)$. Z równania tego wynika, że zarówno uszkodzenia $f(s)$, jak i nieokreśloności modelowania ($\Delta G_u(s)$ oraz $G_d(s)$) mają wpływ na sygnał residuum, co stanowi istotny problem z ich rozróżnieniem. Stąd kluczowym zagadnieniem jest opracowanie efektywnych metod do projektowania odpornych układów diagnostyki. Znanych jest kilka strategii tworzenia odpornych analitycznych generatorów residuów [5, 9], które sprowadzają się do trzech podejść: idealne i przybliżone odsprężanie residuów od nieokreśloności oraz wybór modeli cząstkowych z zastosowaniem metod sztucznej inteligencji [10].

3.2. Obserwatory stanu

W przypadku zastosowania obserwatorów stanu typu Luenbergera (przypadek deterministyczny) [11, 40] lub filtrów Kalmana (w przypadku stochastycznym) [15, 32] sygnały residuum są generowane na podstawie estymowanych wyjść systemu. Estymowane przez obserwator sygnały wyjściowe są porównywane z pomiarami tych wyjść, a różnice stanowią residua (rys. 3). Zastosowanie obserwatorów od generowania residuów różni się od typowych



Rys. 3. Generator residuów metodą obserwatorów/filtrów

zastosowań obserwatorów w układach sterowania, gdzie ich zadaniem jest odtwarzanie nie sygnałów wyjściowych, lecz niemierzalnych zmiennych stanu. W przypadku stochastycznym dodatkowym zadaniem filtru Kalmana jest filtracja zakłóceń obiektu oraz układu pomiarowego.

Zastosowanie obserwatorów Luenbergera oraz filtrów Kalmana w teorii sterowania [15] wymaga znajomości dokładnych modeli, co w przypadku układów diagnostyki jest trudne do spełnienia z uwagi na błędy modelowania i występujące zakłócenia. Rozwiązaniem tego problemu było opracowanie teorii projektowania obserwatorów i filtrów o nieznanym wejściu [5] dla liniowych oraz nieliniowych systemów dynamicznych.

3.2.1. Obserwator o nieznanym wejściu

Rozpatrzmy liniowy i dynamiczny system dyskretny opisany równaniami stanu [40]:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}(k)\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}(k)\mathbf{u}(k) \\ &\quad + \mathbf{Q}d(k) + \mathbf{R}_1(k)f(k), \end{aligned} \quad (11)$$

$$\mathbf{y}(k+1) = \mathbf{C}(k)\mathbf{x}(k+1) + \mathbf{R}_2(k)f(k+1), \quad (12)$$

gdzie macierze \mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{Q} i \mathbf{C} są znane, a pozostałe oznaczenia są takie same jak w równaniach (4)–(5). Składowa $\mathbf{Q}d(k)$ reprezentuje niepewność modelu, jak i zakłócenia oddziałujące na system.

Problem projektowania obserwatora o nieznanym wejściu polega na zapewnieniu asymptotycznej zbieżności błędu estymacji do zera niezależnie od nieznanego wejścia $d(k)$. Ogólna struktura obserwatora o nieznanym wejściu zadana jest w postaci [25, 40]:

$$\begin{aligned} \mathbf{z}(k+1) &= \mathbf{F}(k+1)\mathbf{z}(k) + \mathbf{T}(k+1)\mathbf{B}(k) \\ &\quad + \mathbf{K}(k+1)\mathbf{y}(k), \end{aligned} \quad (13)$$

$$\hat{\mathbf{x}}(k+1) = \mathbf{z}(k) + \mathbf{H}(k+1)\mathbf{y}(k+1), \quad (14)$$

gdzie $\hat{\mathbf{x}} \in \mathbf{R}^n$ jest estymatą wektora stanu, $\mathbf{z} \in \mathbf{R}^n$ jest wektorem stanu obserwatora pełnego rzędu, \mathbf{F} , \mathbf{T} , \mathbf{K} i \mathbf{H} są macierzami o odpowiednich rozmiarach, które należy wyznaczyć w taki sposób aby zapewnić odsprężenie nieznanego wejścia $d(k)$.

Przyjmując pewne założenia odnośnie do nieznanego macierzy \mathbf{F} , \mathbf{T} , \mathbf{K} i \mathbf{H} , warunkiem odsprężenia nieznanego wejścia $d(k)$ jest spełnienie równości [5]:

$$(\mathbf{I} - \mathbf{H}(k+1)\mathbf{C}(k+1))\mathbf{Q}(k) = 0. \quad (15)$$

Korzystając dodatkowo z warunku, że rząd ($\mathbf{Q}(k)$) = rząd ($\mathbf{C}(k)\mathbf{Q}(k)$), otrzymamy macierz $\mathbf{H}(k+1)$ w postaci [5]:

$$\begin{aligned} \mathbf{H}^*(k+1) &= \mathbf{Q}(k)[(\mathbf{C}(k+1)\mathbf{Q}(k))^T \mathbf{C}(k+1)\mathbf{Q}(k)]^{-1} \\ &\quad \times (\mathbf{C}(k+1)\mathbf{Q}(k))^T. \end{aligned} \quad (16)$$

Nieznaną macierz $\mathbf{K}_1(k+1)$ wyznaczana jest w analogiczny sposób jak dla tradycyjnych obserwatorów [11], zapewniając zbieżność błędu estymacji do zera.

Ostatecznie błąd estymacji obserwatora $\mathbf{e}(k+1)$ oraz residuum $\mathbf{r}(k+1)$ można opisać zależnościami:

$$\begin{aligned} \mathbf{e}(k+1) &= \mathbf{F}(k+1)\mathbf{e}(k) + \mathbf{T}(k+1)\mathbf{R}_1(k)f(k) \\ &\quad - \mathbf{H}(k+1)\mathbf{R}_2(k+1)f(k+1) \\ &\quad - \mathbf{K}_1(k+1)\mathbf{R}_2f(k), \end{aligned} \quad (17)$$

$$\mathbf{r}(k+1) = \mathbf{C}(k+1)\mathbf{e}(k+1) + \mathbf{R}_2(k+1)f(k+1), \quad (18)$$

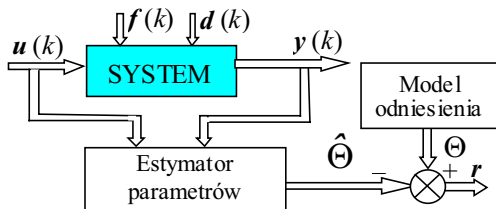
gdzie $\mathbf{r}(k+1) = \mathbf{y}(k+1) - \hat{\mathbf{y}}(k+1)$ jest sygnałem residuum, który zależy tylko od uszkodzeń f , a nie zależy od nieznanego wejścia d .

W stosunkowo prosty sposób można rozwiązać problem projektowania filtrów Kalmana z nieznanym wejściem dla układów liniowych [40]. Struktura takiego filtru jest taka sama jak filtru klasycznego, z tą tylko różnicą, że znika czynnik, który uwzględnia wpływ nieznanego wejścia.

Oddzielnym problemem jest zagadnienie projektowania obserwatorów o nieznanym wejściu dla obiektów nieliniowych [5, 40, 41].

3.3. Identyfikacja parametryczna

Inne podejście generowania residuów z wykorzystaniem modelu polega na zastosowaniu technik identyfikacji parametrycznej [13]. Zakłada się, że uszkodzenia mają swoje odzwierciedlenie w parametrach systemu, np. oporność elektryczna czy tarcie, i problem detekcji sprowadza się do estymacji tych parametrów. Porównując estymowane wartości parametrów z wartościami parametrów modelu odniesienia odpowiadającego stanowi nominalnemu systemu, czyli bez uszkodzeń, otrzymuje się informację o odchyłce wartości parametru. Struktura takiego układu detekcji z estymatorem parametrów pokazana jest na rys. 4, gdzie $r(k) = \Theta(k) - \hat{\Theta}(k)$, $k = 1, 2, \dots$ jest dyskretnym czasem.



Rys. 4. Układ detekcji z estymatorem parametrów

Zwykle przyjmuje się, że model systemu zadany jest w postaci wejście – wyjście:

$$y(k) = f(u(k), \Theta), \quad (19)$$

gdzie $\Theta \in \mathbb{R}^d$ jest wektorem parametrów, a funkcja $f(\cdot)$ może być zarówno liniowa, jak i nieliniowa. Wadą rozpatrywanego podejścia jest ścisły związek parametrów modelu z ich znaczeniem fizycznym, co w przypadku zmian parametrów wynikających z niestacjonarności systemu wywołuje trudności w odróżnieniu uszkodzenia od tych właśnie zmian. Ponadto istnieje problem zastosowania tego podejścia dla modeli nieliniowych z uwagi na brak efektywnych metod identyfikacji parametrycznej. Wadą metody są również duże nakłady obliczeniowe związane z koniecznością bieżącej identyfikacji parametrów modelu procesu, a także trudności związane z jej adaptowaniem do wykrywania uszkodzeń addytywnych.

4. OBLICZENIA INTELIGENTNE W UKŁADACH DIAGNOSTYKI

W przypadku diagnostyki złożonych procesów dynamicznych metodami analitycznymi powstaje problem opracowania modeli matematycznych o zadanej dokładności [16]. Alternatywnym podejściem jest zastosowanie metod obliczeń inteligentnych, takich jak sztuczne sieci neuronowe,

logika rozmyta, systemy ekspertowe oraz algorytmy ewolucyjne [3, 10], jak również ich integracja, np. rozmyte sieci neuronowe [20, 38]. Budowa modeli sztucznej inteligencji polega na wykorzystaniu danych empirycznych, zasad i reguł funkcjonowania diagnozowanego procesu oraz innej dostępnej wiedzy jakościowej i ilościowej.

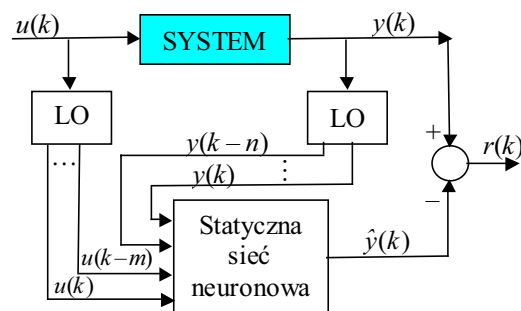
4.1. Sztuczne sieci neuronowe

Sztuczne sieci neuronowe w układach diagnostyki są stosowane zarówno do modelowania procesów (układ detekcji), jak i realizacji klasyfikatora (ewaluacja symptomów). Ich główną zaletą jest wykorzystywanie danych pomiarowych do budowy modeli neuronowych złożonych procesów dla których modele analityczne nie są znane lub trudne do pozyskania. Podobnie, jak wiele innych podejść opartych na danych empirycznych, efektywność stosowania sieci neuronowych zależy od reprezentatywnych danych uczących [8, 21].

Z punktu widzenia zastosowań sieci neuronowych do generowania residuów istotnym problemem jest modelowanie dynamiki diagnozowanych procesów. Znanych jest kilka struktur neuronowych o własnościach dynamicznych, które charakteryzują się dobrą efektywnością modelowania [12].

4.1.1. Sieci neuronowe z zewnętrzną dynamiką

Sieci neuronowe z zewnętrzną dynamiką stanowią połączenie statycznych sieci neuronowych z zewnętrznym układem dynamicznym stosowanego rzędu, który odpowiada rzędowi modelowanego procesu. Najprostszym i najczęstszym rozwiązaniem są statyczne wielowymiarowe jednokierunkowe sieci z zewnętrznymi liniami opóźniającymi [12, 21] (rys. 5).



Rys. 5. Neuronowy generator residuów z zastosowaniem sieci statycznej: LO oznacza linię opóźniającą

W danym przypadku linie opóźniające LO sygnały wejściowy $u(k)$ i wyjściowy $y(k)$ są liniowymi filtrami. Ogólnie struktura takich dynamicznych sieci neuronowych zależy od przyjętego opisu matematycznego diagnozowanego systemu np. w przestrzeni stanu lub reprezentacja wejście – wyjście. Najczęściej jednak do

modelowania procesów nieliniowych struktury takich sieci przyjmuje się w postaci wejście – wyjście:

$$\hat{y}(k) = \hat{f}(u(k), u(k-1), \dots, u(k-m), y(k), y(k-1), \dots, y(k-n)), \quad (20)$$

gdzie $\hat{f}(\cdot)$ oznacza nieliniową funkcję sieci neuronowej, która jest aproksymacją nieliniowej funkcji systemu $f(\cdot)$. Ponadto $u(k)$ oznacza wejście systemu, $y(k)$ – wyjście systemu, a maksymalne opóźnienia tych sygnałów n i m będące wejściami sieci statycznej określają rząd dynamiki systemu. Porównanie sygnałów wyjściowych systemu $y(k)$ i sieci neuronowej $\hat{y}(k)$ pozwala na wyznaczenie residuum $r(k) = y(k) - \hat{y}(k)$.

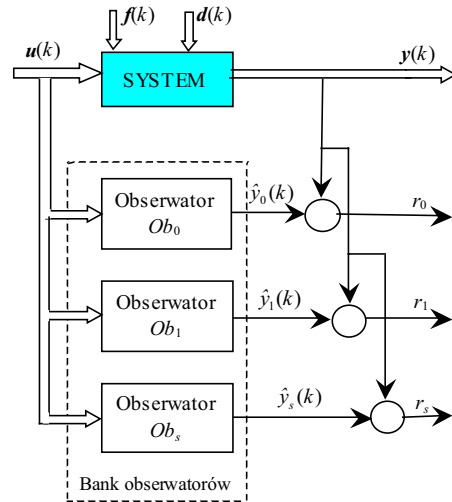
Takie struktury wejście – wyjście posiadają znaczne zalety w stosunku do opisów w przestrzeni stanu, ponieważ wymagają zastosowania tylko jednej sieci neuronowej do aproksymacji nieliniowej funkcji $f(\cdot)$. Należy jednak pamiętać, że w takich rozwiązaniach (rys. 5) sieć neuronowa pozostaje ciągle statycznym aproksymatorem, czyli że wszystkie parametry posiadają ustalone wartości [12]. Ponadto przestrzeń sygnałów wejściowych $\{u(k), \dots, u(k-m), y(k), \dots, y(k-n)\}$ takich sieci znacznie rośnie w zależności od liczby sygnałów procesowych oraz od dynamiki systemu, czyli długości linii opóźniających.

4.2.2. Sieci neuronowe z wewnętrzną dynamiką

Sieci neuronowe z wewnętrzną dynamiką są nazywane sieciami dynamicznymi, a ich główną charakterystyką jest posiadanie pamięci. Wprowadzając sprzężenia zwrotne do architektury sieci możliwe stało się gromadzenie informacji oraz późniejsze jej wykorzystanie. Ze względu na sposób realizacji sprzężeń zwrotnych, sieci rekurencyjne można podzielić na sieci globalnie i lokalnie rekurencyjne [8, 12, 21].

W układach diagnostyki dynamiczne sieci neuronowe stosowane są przede wszystkim do modelowania diagnozowanych procesów poprzez budowę neuronowych obserwatorów. Korzystając z analogicznych struktur układów detekcji uszkodzeń, jak w przypadku wykorzystywania modeli analitycznych [32], na rys. 6 blok generacji residuów został zrealizowany za pomocą banku obserwatorów neuronowych [31]. Liczba obserwatorów odpowiada przyjętej liczbie uszkodzeń f_i , $i=1,2,\dots,s$, oraz dodatkowo – stanowi nominalnemu f_0 . Każdy z obserwatorów neuronowych reprezentuje jeden z przyjętych stanów systemu. Obserwator nominalny odpowiada pracy systemu w warunkach normalnych, czyli bez uszkodzeń. Każdy następny obserwator odpowiada oddzielnym sytuacjom, kiedy występuje jedno z uszkodzeń w systemie.

Korzystając z banku obserwatorów w prosty sposób możemy wyznaczyć zestaw residuów $r = [r_0 \ r_1 \ \dots \ r_s]$ poprzez porównanie wyjść systemu $y(k)$ z wyjściami poszczególnych obserwatorów $\hat{y}_1(k)$, $\hat{y}_2(k)$, ..., $\hat{y}_s(k)$. W danym przypadku lokalizacja uszkodzenia jest bardzo prosta, ponieważ jeżeli pojawiło się uszkodzenie f_i w systemie, to tylko wartość residuum r_i będzie bliska zeru, a pozostałe wartości residuów $r_0, r_1, r_{i-1}, r_{i+1}, \dots, r_s$ będą znacznie większe od zera. Efektywność rozpoznawania właściwych stanów systemu zależy od dokładności pracy



Rys. 6. Generator residuów z bankiem obserwatorów neuronowych

obserwatorów neuronowych. Innym rozwiązaniem problemu klasyfikacji jest zastosowanie zespołu sieci neuronowych.

Należy zwrócić uwagę, że dostęp do danych opisujących różne sytuacje awaryjne jest niezwykle ważny dla zweryfikowania poprawności zbudowanego obserwatora. W większości przypadków zebranie takich danych jest raczej niemożliwe. Takie eksperymenty wiążą się z dużymi stratami ekonomicznymi, a jednocześnie mogą obniżyć poziom bezpieczeństwa w zakładzie. Z tego powodu często weryfikację modelu przeprowadza się przy użyciu danych pobranych z symulatora. Po zbudowaniu i przetestowaniu obserwatora neuronowego można go bezpośrednio zastosować do wyznaczenia residuów. O ile proces uczenia obserwatora można przeprowadzić *off-line* czy *on-line* (zależy to od dostępności danych), to faza eksploatacji modelu odbywa się *on-line*. Możliwość uczenia *on-line* jest niezwykle ważna w przypadkach kiedy niezbędne staje się dopasowanie modelu neuronowego do ciągle zmieniającego się otoczenia lub w przypadku niestacjonarności systemu.

4.3. Dynamiczne sieci neuronowe typu GMDH

Pewną wadą większości sieci neuronowych jest to, że arbitralnie na etapie projektowania definiuje się ich strukturę [8, 12]. Alternatywnym podejściem

jest połączenie problemu uczenia sieci z wyznaczeniem jej optymalnej architektury. Takie rozwiązanie można uzyskać stosując metodę grupowej obróbki danych (GMDH) (ang. *Group Method of Data Handling*) [14, 34].

Idea metody grupowej obróbki danych polega na zastąpieniu jednego całościowego modelu systemu strukturą hierarchiczną składającą się z modeli cząstkowych (neuronów) z zastosowaniem zasad selekcji zmiennych. Modele cząstkowe zazwyczaj posiadają niewielką liczbę sygnałów wejściowych $u_i(k)$, $i = 1, \dots, m$ oraz zakłada się, że są realizowane przez pojedynczy model neuronu typu GMDH. W takich sieciach dopuszcza się znaczną swobodę w definiowaniu funkcji aktywacji neuronu.

W przypadku sieci GMDH problem wprowadzenia dynamiki rozwiązano poprzez wprowadzenie dynamicznych modeli neuronów [27]. Neuron taki może być opisany równaniem:

$$\begin{aligned} \tilde{y}(k) = & -a_1 \tilde{y}(k-1) - \dots - a_{n_a} \tilde{y}(k-n_a) + \mathbf{b}_0^T \mathbf{u}(k) \\ & + \mathbf{b}_1^T \mathbf{u}(k-1) + \dots + \mathbf{b}_{n_b}^T \mathbf{u}(k-n_b), \end{aligned} \quad (21)$$

gdzie a_1, \dots, a_{n_a} reprezentują parametry sprzężenia zwrotnego filtra, a $\mathbf{b}_0^T, \mathbf{b}_1^T, \dots, \mathbf{b}_{n_b}^T$ oznaczają wektory parametrów wejściowych neuronu. Wartości n_a i n_b reprezentujące opóźnienia sygnałów wyjściowych \tilde{y} i wejściowych \mathbf{u} . Wyjście filtra $\tilde{y}(k)$ jest zarazem wejściem do ostatniego bloku neuronu, czyli bloku aktywacji

$$y(k) = \xi(\tilde{y}(k)), \quad (22)$$

gdzie ξ oznacza dowolną nieliniową odwracalną funkcję aktywacji.

Do estymacji parametrów takiego modelu neuronu dynamicznego z nieliniową funkcją aktywacji ξ można zastosować liniowe metody estymacji parametrów. W metodach tych zakłada się, że wyjście identyfikowanego systemu opisane jest następująco:

$$y(k) = \mathbf{q}(k)^T \Theta + \varepsilon(k), \quad (23)$$

gdzie $\mathbf{q}(k) = [\tilde{y}(k-1), \dots, u_{nu}(k-n_b)]$ reprezentuje wektor regresji, $\varepsilon(k)$ – zakłócenia, a $\Theta \in \mathbf{R}^{n_\Theta}$ – wektor parametrów.

Parametry modeli cząstkowych są dobierane w taki sposób, aby ich zmienne wyjściowe były jak najlepszymi przybliżeniami zmiennej wyjściowej identyfikowanego systemu. Cechą charakterystyczną tej metody jest uczenie każdego neuronu oddzielnie przed jego włączeniem do struktury sieci neuronowej, przy czym każdy neuron (21) próbuje w jak najlepszy sposób zamodelować diagnozowany obiekt.

Synteza dynamicznej sieci neuronowej typu GMDH polega na przemiennym estymowaniu parametrów poszczególnych neuronów oraz łączeniu ich za pomocą odpowiednich metod selekcji zmiennych w taki sposób, aby wynikowa struktura sieci ewoluowała do postaci, w której sygnał

wyjściowy generowany przez nią jest najlepszym przybliżeniem sygnału wyjściowego systemu (rys. 7).

Problem selekcji neuronów w danej warstwie może być dokonany poprzez zastosowanie testu F [27, 39], w którym zakłada się porównywanie dwóch struktur hierarchicznych. Podstawową zaletą testu F w zastosowaniach do selekcji modeli cząstkowych sieci GMDH jest możliwość wyboru modeli na dowolnie założonym poziomie ufności, ale jego wadą jest porównywanie jedynie dwóch wybranych modeli cząstkowych. Alternatywnymi kryteriami stosowanymi w tym przypadku są kryteria AIC oraz FRE [28].

Ważnym problemem w procesie syntezy sieci GMDH jest wybór właściwego algorytmu estymacji parametrów pojedynczych neuronów (23). Zastosowanie metody najmniejszych kwadratów teoretycznie umożliwia otrzymanie nieobciążonych estymat parametrów, ale praktyczne zastosowanie wywołuje niepewność modelu GMDH, spowodowaną między innymi przez odwracalność nieliniowej funkcji aktywacji ξ . Do zwiększenia niepewności modeli GMDH mogą prowadzić również stosowane kryteria selekcji AIC i FRE. Niepewności modeli GMDH nie można całkowicie wyeliminować, ale możliwe jest jej znaczące ograniczenie poprzez zastosowanie specjalnych metod oraz zastosowanie odpowiednich algorytmów estymacji parametrów. Stosunkowo efektywne rozwiązanie tego problemu uzyskano w pracy [27], wykorzystując metodę estymacji parametrów przy ograniczonych wartościach błędów, jak również algorytm zewnętrznych elipsoid ograniczających.

4.4. Logika rozmyta

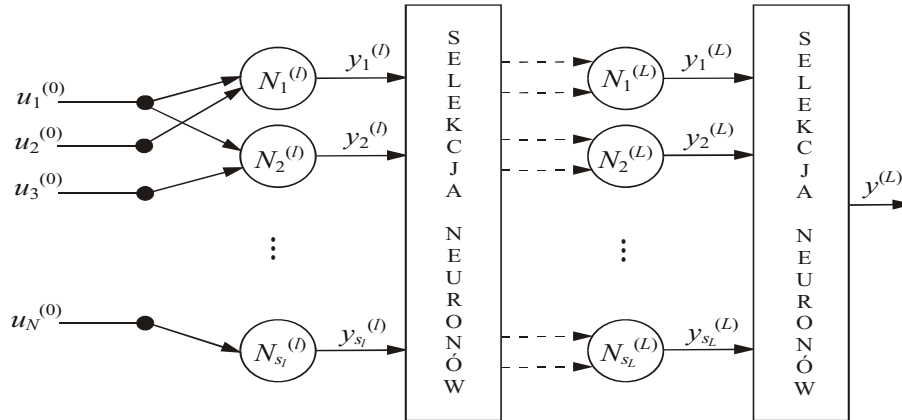
Ogólna struktura systemu rozmytego szeroko stosowanego w zastosowaniach technicznych, pokazana jest na rys. 8 [35] i składa się z trzech bloków: rozmywania, wnioskowania i wyostrzania. Doprowadzane wartości sygnałów wejściowych (numeryczne) w bloku rozmywania poddawane są przetwarzaniu, które sprowadza się do wyznaczenia stopnia przynależności tych sygnałów do poszczególnych zbiorów rozmytych. Rozmyty system wnioskowania stanowi jądro systemu rozmytego i zbudowany jest z bloku wnioskowania oraz bazy wiedzy zawierającej zarówno reguły typu *Jeśli... To*, jak i dane numeryczne. Mechanizm wnioskowania może być zrealizowany na wiele sposobów z wykorzystaniem różnych operatorów stosowanych w logice rozmytej [35].

W układach diagnostyki systemy rozmyte mogą być zastosowane zarówno do generowania residuów, jak i ich oceny. Takie rozmyte systemy są raczej transparentną reprezentacją diagnozowanego nieliniowego obiektu bazując na lingwistycznej interpretacji w postaci reguł. Ponadto reguły uzyskane z danych pomiarowych mogą być poddane ocenie ekspertów i dalej rozszerzone z uwzględnieniem posiadanej przez nich wiedzy. Daje

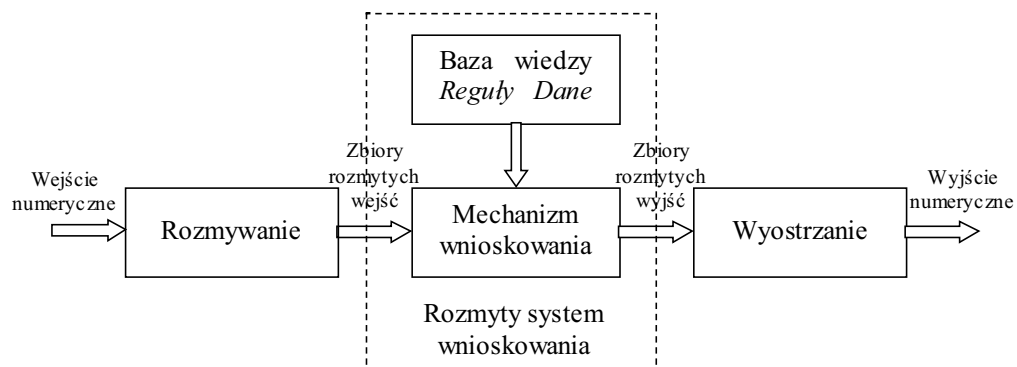
to możliwość budowania mniej lub bardziej skomplikowanych modeli rozmytych rzeczywistych procesów lub systemów.

Standardowo proces projektowania systemów rozmytych polega na zastosowaniu teorii zbiorów rozmytych oraz wnioskowania przybliżonego, chociaż w ostatnich latach obserwuje się duże zainteresowanie metodami obliczeń inteligentnych, a w szczególności sztucznymi sieciami neuronowymi i

algoritmami ewolucyjnymi [19]. Łącząc własności systemów rozmytych (przetwarzanie wiedzy niepewnej) oraz sieci neuronowych (aproksymacja, uczenie się) opracowano neuronowe systemy rozmyte [3], które są w pewnym sensie neuronową realizacją ogólnej struktury przedstawionej na rys. 8. Głównym celem takiego zintegrowanego podejścia jest rozwój systemów rozmytych z możliwością ich uczenia.



Rys. 7. Synteza sieci neuronowej typu GMDH

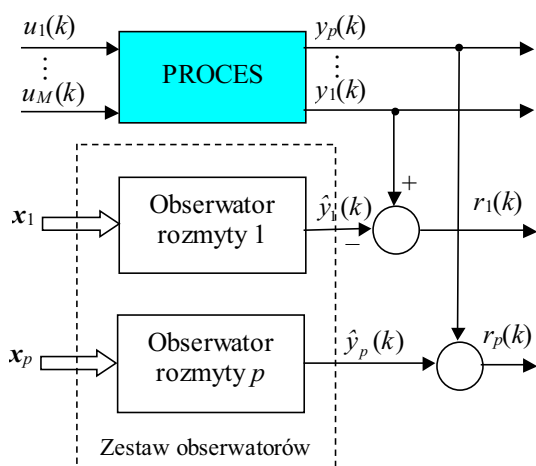


Rys. 8. Ogólna struktura systemu rozmytego

4.4.1. Rozmyte obserwatory

W układach diagnostyki systemy rozmyte można wykorzystywać zarówno do generowania residuów, jak i ich ewaluacji [10]. Rozmyte generatory residuów to przede wszystkim różnego rodzaju obserwatory rozmyte takie jak rozmyty obserwator jakościowy, relacyjny oraz funkcjonalny [10]. W rozmytym modelu funkcjonalnym aproksymację nieliniowego procesu dynamicznego przeprowadza się przy pomocy zestawu modeli liniowych. Każdy model liniowy jest dostrajany dla wybranego podobszaru przestrzeni wejść, a wyjście modelu jest wyznaczane jako suma ważona wszystkich wyjść modeli lokalnych. Taki model matematyczny jest ekwiwalentny rozmytemu modelowi Takagi-Sugeno [35].

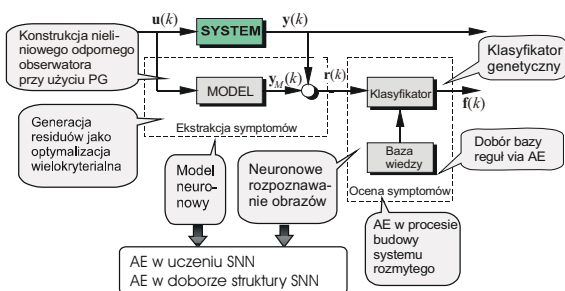
Rozmyty model funkcjonalny oparty na wykorzystaniu lokalnie liniowych modelach można zastosować do projektowania rozmytego obserwatora funkcjonalnego [1] (rys. 9). W danym przypadku projektowane są oddzielne obserwatory rozmyte dla każdego wydzielonego podprocesu. Porównanie wyjść każdego obserwatora $\hat{y}_i(k)$, $i=1,2,\dots,p$ z odpowiednim wyjściem obiektu $y_i(k)$ daje możliwość wyznaczenia residuów $r_i(k) = y_i(k) - \hat{y}_i(k)$. Każdy sygnał residuum $r_i(k)$ zależy od różnego zestawu wejść $u_j(k)$, $j = 1,2,\dots,m$ oraz wyjść $y_i(k)$, $i = 1,2,\dots,p$.



Rys. 9. Zestaw rozmytych obserwatorów funkcjonalnych w układzie generacji residuów dla obiektów wielowyjściowych

4.5. Algorytmy ewolucyjne

Algorytmy ewolucyjne [29] w układach diagnostyki stosowane są do rozwiązywania zadań globalnej optymalizacji związanych z projektowaniem modeli analitycznych oraz sztucznej inteligencji. Dotychczas w literaturze przedstawiono niewiele przykładów zastosowań algorytmów ewolucyjnych w procesie projektowania układów diagnostyki, chociaż znane rozwiązania [5, 29, 41] wskazują na wysoką efektywność projektowania systemów diagnostyki z wykorzystaniem metod optymalizacji globalnej.



Rys. 10. Algorytmy ewolucyjne w procesie konstrukcji systemu diagnostyki: SNN – sztuczna sieć neuronowa, AG – algorytm genetyczny, AE – algorytm ewolucyjny, PG – programowanie genetyczne

Szczególnie obiecujące wyniki otrzymano wykorzystując programowanie genetyczne do konstruowania modeli analitycznych diagnostowanego dynamicznego obiektu

nieliniowego poprzez ewolucyjny dobór macierzy wzmacnień odpornego obserwatora, czy poprzez ewolucyjne projektowanie rozszerzonego obserwatora nieliniowego o nieznanym wejściu [40]. Problem poszukiwania optymalnego odpornego obserwatora liniowego, w sensie przyjętego problemu wielokryterialnego, został sformułowany i rozwiązany z wykorzystaniem algorytmu genetycznego w pracy [5].

Algorytmy ewolucyjne są również efektywną metodą optymalizacyjną struktur i parametrów modeli sztucznej inteligencji. Przykładowo proces budowy modelu neuronowego wiąże się z dwoma zasadniczymi problemami optymalizacyjnymi: zagadnieniem doboru architektury sieci i jej uczenia, czyli wyznaczania wartości współczynników wagowych i innych parametrów swobodnych sieci. W obydwu przypadkach, zwłaszcza dla modeli dynamicznych [31] algorytmy ewolucyjne są skutecznym narzędziem rozwiązywania problemów optymalnego projektowania sieci neuronowych [29]. Ponadto interesujące są zastosowania algorytmów genetycznych do optymalizacji parametrów i struktur systemów rozmytych [10, 37], jak również do optymalizacji bazy reguł systemów doradczych [3, 36].

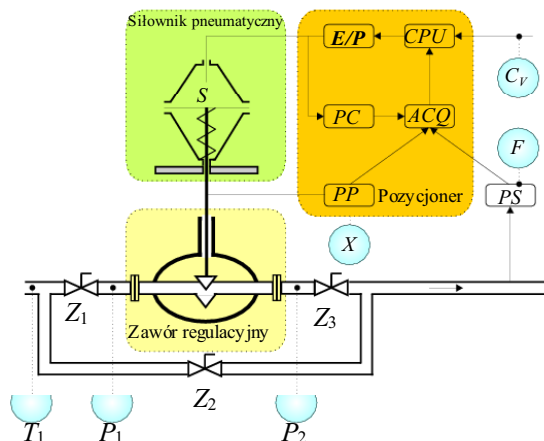
5. DIAGNOZOWANIE URZĄDZENIA WYKONAWCZEGO AUTOMATYKI

W ramach realizowanej europejskiej sieci szkoleniowo-badawczej pt. *Development and Application of Methods for Actuator Diagnosis in Industrial Control Systems, DAMADICS* w latach 2001–2004 badano możliwości wykorzystania zarówno metod analitycznych, jak i obliczeń inteligentnych [3] w układzie diagnostyki urządzenia wykonawczego w stacji wyparnej Cukrowni Lublin [7]. Jednym z zadań tego projektu było opracowanie odpornej metody detekcji uszkodzeń opartej na zastosowaniu dynamicznych sieci neuronowych GMDH z adaptacyjnym progiem decyzyjnym [27].

Jednym z ważniejszych komponentów każdego aparatu wyparnego jest urządzenie wykonawcze składające się z zaworu regulacyjnego, siłownika pneumatycznego lub elektrycznego oraz ustawnika pozycyjnego (pozycjonera). Na pracę urządzeń wykonawczych mają również wpływ czynniki wewnętrzne, jak np. przepływające przez zawór media agresywne, zanieczyszczone i o wysokich temperaturach. Trudne warunki pracy urządzeń wykonawczych, zarówno wewnętrzne jak i zewnętrzne są przyczyną występowania uszkodzeń. Uszkodzenia takich urządzeń następują zazwyczaj powoli i prowadzą do stopniowego pogarszania się warunków pracy całej stacji wyparnej. Aby zapobiec stanom awaryjnym wywołanym przez uszkodzenia powoli narastające, jak i nagłe, stosowana jest bieżąca diagnostyka urządzeń wykonawczych [23].

Schemat urządzenia wykonawczego (rys. 11) z ustawnikiem inteligentnym składa się z zaworu

regulacyjnego siłownika pneumatycznego oraz pozycjonera. Na rysunku Z_1 , Z_2 i Z_3 oznaczają ręczne zawory odcinające, ACQ – układ akwizycji danych, CPU – jednostkę centralną, E/P – przetwornik elektropneumatyczny oraz PC , PP i PS oznaczają odpowiednio przetworniki ciśnienia, przemieszczenia oraz przepływu. Dla celów diagnostycznych dostępne są następujące zmienne pomiarowe: F – przepływ soku za zaworem regulacyjnym, X – przemieszczenie rdzenia siłownika, C_V – sygnał wejściowy wartości zadanej, T_1 – temperatura soku na wejściu zaworu regulacyjnego, P_1 i P_2 – odpowiednio, ciśnienie soku na wejściu i wyjściu zaworu regulacyjnego.



Rys. 11. Schemat inteligentnego urządzenia wykonawczego

Na podstawie analizy procesu wyparnego w połączeniu z wiedzą operatorów można zdefiniować dwie zależności opisujące związek pomiędzy zmiennymi procesowymi urządzenia wykonawczego w postaci [23]:

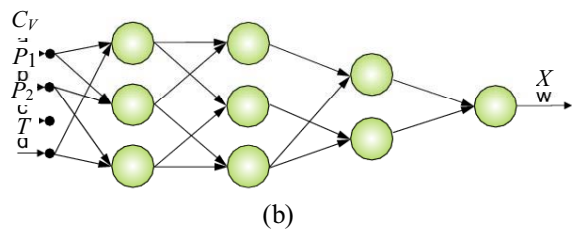
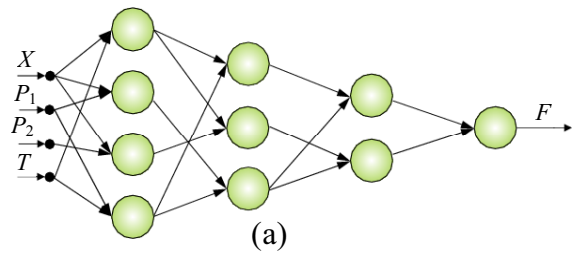
$$F = f_F(X, P_1, P_2, T_1), \quad (24)$$

$$X = f_X(C_V, P_1, P_2, T_1), \quad (25)$$

gdzie $f_F(\cdot)$ oraz $f_X(\cdot)$ oznaczają nieliniowe funkcje, odpowiednio przepływu i przemieszczenia. Bazując na tych funkcjonalnych zależnościach pomiędzy zmiennymi opracowano układ detekcji uszkodzeń występujących w urządzeniu wykonawczym korzystając z dynamicznych sieci neuronowych GMDH. Dla celów badawczych w urządzeniu wykonawczym wyróżniono 19 uszkodzeń zgrupowanych w czterech zestawach [24]: uszkodzenia zaworu regulacyjnego, siłownika pneumatycznego, pozycjonera oraz uszkodzenia zewnętrzne.

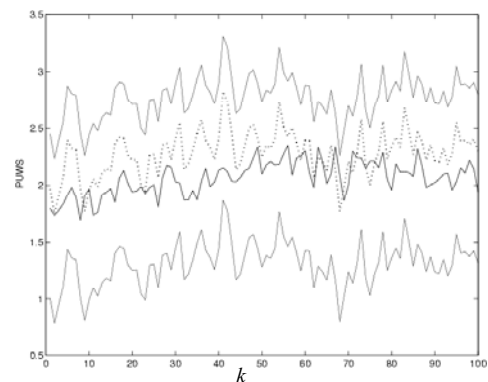
Detekcja z zastosowaniem sieci GMDH [27]. Dla celów detekcji opracowano dwa modele neuronowe odpowiadające zależnościom (24) i (25). W rezultacie przeprowadzonej syntezy sieci,

otrzymano neuronowe struktury modeli $F = f_F(\cdot)$ oraz $X = f_X(\cdot)$ w postaci pokazanej na rys. 12.

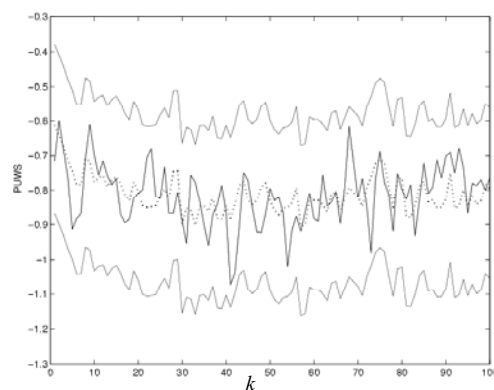


Rys. 12. Struktury sieci GMDH dla modelu $F = f_F(\cdot)$ i $X = f_X(\cdot)$, odpowiednio (a) i (b)

Przedstawione na rys. 13 wybrane przebiegi wyjścia systemu (linia ciągła pogrubiona) oraz modelu neuronowego (linia przerywana) dobrze ilustrują jakość modelowania.



(a)



(b)

Rys. 13. Przedział ufności wyjścia systemu dla modelu $F = f_F(\cdot)$ i $X = f_X(\cdot)$, odpowiednio (a) i (b)

Ponadto cienkimi liniami ciągłymi oznaczone są granice przedziału ufności wyjścia systemu. Wyniki takie były uzyskane dla zbioru danych testujących. W wyznaczonym przedziale ufności znajdują się rzeczywiste sygnały wejściowe dla obydwóch przypadków.

6. Podsumowanie

W pracy przedstawiono wybrane problemy projektowania układów diagnostyki ze szczególnym uwzględnieniem zagadnień detekcji uszkodzeń, sygnalizując jedynie zadania lokalizacji i identyfikacji uszkodzeń. Pokazano metodologię takiego projektowania z zastosowaniem podejść analitycznych, które niestety z uwagi na wymagania znajomości modeli matematycznych diagnozowanych procesów posiadają ograniczony zakres zastosowań technicznych i nietechnicznych. Szczególną uwagę zwrócono na problem odporności na nieznanne wejścia i zakłócenia rozpatrywanych podejść detekcji uszkodzeń.

Analizując aktualne tendencje badawcze w zakresie metod i technik diagnostyki systemów dynamicznych obserwuje się integrację metod analitycznych z metodami sztucznej inteligencji. Takim przykładem jest projektowanie nieliniowych obserwatorów o nieznanym wejściu z zastosowaniem programowania genetycznego lub budowa diagnostycznych systemów z wykorzystaniem teorii systemów ekspertowych. W takim systemie diagnostycznym [6, 17, 36] w bazie wiedzy można efektywnie wykorzystać zarówno wiedzę analityczną (modele matematyczne), jak i wiedzę np. regułową [26] o diagnozowanym obiekcie. W sposób naturalny ma miejsce zastosowanie w takich systemach metod obliczeń inteligentnych.

LITERATURA

- [1] Ballé P. i in. (1998): *Integreted control, diagnosis and reconfiguration of a heat exchanger*. – IEEE Control Systems, Vol.18, No.3, pp.52–63.
- [2] Blanke M., Kinnaert M., Lunze J., Staroswiecki M. (2003): *Diagnosis and Fault-Tolerant Control*. – New York: Springer-Verlag.
- [3] Calado J.M.F., Korbicz J., Patan K., Patton R.J., Sá da Costa J.M.G. (2001): *Soft computing approaches to fault diagnosis for dynamic systems*. – European Journal of Control, Vol.7, No.2–3, pp.248–286.
- [4] Cempel C. (1989): *Dignostyka wibroakustyczna maszyn*. – Warszawa: PWN.
- [5] Chen J., Patton R.J. (1999): *Robust Model-based Fault Diagnosis for Dynamic Systems*. – London: Kluwer Academic Publishers.
- [6] Cholewa W. (2002): *Systemy doradcze w diagnostyce technicznej*, [w:] Diagnostyka procesów. Modele, Metody sztucznej inteligencji, Zastosowania (Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W., Red.). – Warszawa: WNT, ss. 543–580.
- [7] DAMADICS (2002): Strona Internetowa RTN DAMADICS: *Development and Application of Methods for Actuator Diagnosis in Industrial Control Systems*. – <http://diag.mchtr.pw.edu.pl/damadics>
- [8] Duch W., Korbicz J., Rutkowski L., Tadeusiewicz R. (Red.) (2000): *Biocybernetyka i inżynieria biomedyczna 2000. Sieci neuronowe*. – Warszawa: Akademicka Oficyna Wydawnicza, EXIT, t.6.
- [9] Frank P.M. (2002): *Handling modelling uncertainty in fault detection and isolation systems*. – Proc. 9th Int. Conf. IPMU, Annecy, France, pp.1729–1749.
- [10] Frank P.M., Marcu T. (2000): *Diagnosis strategies and systems. Principles, fuzzy and neural approaches*, [in:] Intelligent Systems and Interfaces (Teodorescu H.-N., Mlynek D., Kandel A. and Zimmermann H.-J., Eds.). – Boston: Kulwer.
- [11] Frank P.M., Schreier G., Garcia E.A. (1999): *Nonlinear observers for fault detection and isolation*. – [in:] New Directions in Nonlinear Observer Design (Nijmeijer H., Fossen T.I., Eds.) – Berlin: Springer-Verlag.
- [12] Gupta M.M., Jin L., Homma N. (2003): *Static and Dynamic Neural Networks*. – Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons.
- [13] Isermann R. (Ed.) (1997): *Supervision, Fault Detection and Diagnosis of Technical Systems*. Special Section [in:] Control Engng. Practice, Vol.5, No.5.
- [14] Ivakhnenko A.G. (1971): *Polynomial theory of complex systems*. – IEEE Trans. System, Man and Cybernetics, Vol.SMC-1, No.4, pp.44–58.
- [15] Korbicz J., Bidyuk P. (1993): *State and Parameter Estimation. Digital and Optimal Filtering. Applications*. – Zielona Góra: Technical University Press.
- [16] Korbicz J., Cempel C. (Eds.) (1993): *Analytical and Knowledge-based Redundancy in Fault Detection and Diagnosis*. – Appl. Math. & Comp. Sci., Spec. Issue, Vol.3, No.3.
- [17] Korbicz J., Fathi Z., Ramirez W.F. (1993): *State estimation schemes for fault detection and diagnosis in dynamic systems*. – Int. J. Systems Sci., Vol.24, No.5, pp.985–1000.
- [18] Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W. (Eds.) (2004): *Fault Diagnosis. Models, Artificial Intelligence, Applications*. – Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- [19] Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W. (Red.) (2002): *Diagnostyka procesów. Modele, Metody sztucznej inteligencji, Zastosowania*. – Warszawa: WNT.
- [20] Korbicz J., Kowal M. (2001): *Systemy neuronowo-rozmyte w diagnostyce procesów*, [w:] Zbiory rozmyte i ich zastosowania

- (Chojcan J., Łęski J., Red.). – Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, ss.333–379.
- [21] Korbicz J., Obuchowicz A., Uciński D. (1994): *Sztuczne sieci neuronowe. Podstawy i zastosowania*. – Warszawa: Akademicka Oficyna Wydawnicza, PLJ.
- [22] Kościelny J.M. (2001): *Diagnostyka zautomatyzowanych procesów przemysłowych*. – Warszawa: Akademicka Oficyna Wydawnicza, EXIT.
- [23] Kościelny J.M., Bartyś M. (2000): *Application of information system theory for actuator diagnosis*. – Proc. 4th IFAC Symp. *Fault Detection, Supervision and Safety for Technical Processes, SAFEPROCESS*, Budapest, Hungary, Vol.2, pp.949–954.
- [24] Kościelny J.M., Bartyś M., Syfert M., Pawlak M. (2002): *Zastosowania przemysłowe*, [w:] *Diagnostyka procesów. Modele, Metody sztucznej inteligencji, Zastosowania* (Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W., Red.). – Warszawa: WNT, ss.793–828.
- [25] Kowalczyk Z., Suchomski P. (2004): *Optimal detection observers based on eigenstructure assignment*, [in:] *Fault Diagnosis. Models, Artificial Intelligence, Applications* (Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W., Eds.). – Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- [26] Moczulski W. (2002): *Diagnostyka techniczna. Metody pozyskiwania wiedzy*. – Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej.
- [27] Mrugalski M. (2003): *Neuronowe modelowanie systemów nieliniowych w układach detekcji uszkodzeń*. – Uniwersytet Zielonogórski, Wydział Elektrotechniki, Informatyki i Telekomunikacji, Rozprawa doktorska.
- [28] Mueller J.E., Lemke F. (2000): *Self-organising Data Mining*. – Hamburg: Libri.
- [29] Obuchowicz A. (2003): *Evolutionary Algorithms for Global Optimization and Dynamic System Diagnosis*. – Zielona Góra: Lubusky Scientific Society.
- [30] Osowski S. (2000): *Sieci neuronowe i przetwarzanie informacji*. – Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej.
- [31] Patan K., Korbicz J., Mrugalski M. (2002): *Sztuczne sieci neuronowe w układach diagnostyki*, [w:] *Diagnostyka procesów. Modele, Metody sztucznej inteligencji, Zastosowania* (Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W., Red.). – Warszawa: WNT, ss.311–352.
- [32] Patton R.J., Frank P.M., Clark R.N. (Eds.) (2000): *Issues of Fault Diagnosis for Dynamic Systems*. – Berlin: Springer-Verlag.
- [33] Patton R.J., Korbicz J. (Eds.) (1999): *Advances in Computational Intelligence for Fault Diagnosis Systems*. – Int. J. Appl. Math. and Comp. Sci., Vol.9, No.3, Special Issue.
- [34] Pham D.T., Xing L. (1995): *Neural Networks for Identification, Prediction and Control*. – London: Springer-Verlag.
- [35] Piegat A. (2003): *Modelowanie i sterowanie rozmyte*. – Warszawa: Akademicka Oficyna Wydawnicza, EXIT.
- [36] Pieczyński A. (2003): *Reprezentacja wiedzy w diagnostycznym systemie ekspertowym*. – Zielona Góra: Lubuskie Towarzystwo Naukowe.
- [37] Rutkowska D. (2000): *Neuro-fuzzy Architectures and Hybrid Learning*. – Heidelberg: Physica-Verlag.
- [38] Rutkowski L. (2004): *New Soft Computing Techniques for System Modelling, Pattern Classification and Image Processing*. – Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- [39] Welfe A. (1998): *Ekonometria. Metody i zastosowania*. – Warszawa: Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne.
- [40] Witczak M. (2003): *Identification and Fault Detection of Non-linear Dynamic Systems*. – Zielona Góra: University of Zielona Góra Press.
- [41] Witczak M., Obuchowicz A., Korbicz J. (2002): *Genetic programming based approaches to identification and fault diagnosis of nonlinear dynamic systems*. – Int. J. Control, Vol.75, No.13, pp.1012–1031.

Józef KORBICZ jest profesorem nauk technicznych w dziedzinie automatyki i robotyki. Pełni funkcję dyrektora Instytutu Sterowania i Systemów Informatycznych na Uniwersytecie Zielono-górskim.



Prowadzi badania nad sztucznymi sieciami neuronowymi i ich zastosowaniem w diagnostyce procesów oraz automatyce. Był stypendystą IREX w USA oraz DAAD w Niemczech. Jest założycielem i redaktorem naczelnym międzynarodowego kwartalnika naukowego *International*

Journal of Applied Mathematics and Computer Science. Od 2003 roku pełni funkcję zastępcy przewodniczącego Komitetu Automatyki i Robotyki PAN oraz przewodniczącego Komisji Cybernetyki Technicznej Oddziału PAN w Poznaniu. Jest Przewodniczącym Międzynarodowego Komitetu Programowego 6-go IFAC Sympozjum pt. *Fault Detection, Supervision and Safety of Technical Processes, SAFEPROCESS*, Beijing, Chiny 2006.

ZASTOSOWANIE METOD ANALIZY CZASOWEJ I WIDMOWEJ DO IDENTYFIKACJI PROCESÓW GAZODYNAMICZNYCH W UKŁADZIE SPALIN WYLOTOWYCH SILNIKA OKRĘTOWEGO Z TURBODOŁADOWANIEM

Zbigniew KORCZEWSKI

AKADEMIA MARYNARKI WOJENNEJ, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów
81-103 Gdynia ul. Śmidowicza 69, e-mail: zkorcz@amw.gdynia.pl

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono wyniki badania eksperymentalnego procesu przepływu spalin w kanale zasilającym pulsacyjny układ doładowania czterosurowego silnika okrętowego Sulzer 6AL20/24. Badanie miało na celu identyfikację procesów gazodynamicznych realizowanych w wydzielonej objętości kontrolnej kanału dla potrzeb diagnozowania układów cylindrowych oraz turbosprężarki w warunkach eksploatacji tego typu silników na okrętach. Dla wyodrębnienia przydatnych parametrów diagnostycznych zasymulowano stan niezdatności silnika polegający na wyłączeniu z pracy jednego cylindra. W wyniku przeprowadzonej analizy gazodynamicznej i widmowej zarejestrowanych wyników pomiarowych zaproponowano nowe miary diagnostyczne. Dalsze badania ukierunkowane będą na rozszerzenie zakresu symulowanych defektów silnika oraz doskonalenie matematycznych metod precyzyjnego określania wartości zaproponowanych parametrów diagnostycznych podanych językiem programisty.

Słowa kluczowe: diagnostyka, silniki okrętowe, turbodoładowanie.

DIAGNOSING MARINE SUPERCHARGING DIESEL ENGINE ON THE BASIS OF RESEARCH RESULTS OF GASDYNAMICAL PROCESSES WITHIN THE EXHAUST SYSTEM

Summary

There have been demonstrated some experimental research results concerning exhaust flow process in a passage feeding pulsatory supercharging system of the four-stroke marine engine Sulzer 6AL20/24. The investigation aimed to identify gasdynamical processes worked out in detached control gas space of the passage. The gasdynamical identification is foreseen for diagnostic purposes on a cylinder system as well as turbocharger while diagnosing is carried out in operation condition of such engines. There has been simulated unserviceability state consisting in laying one cylinder off. The active experiment (introduction of real defects into the engine) has enabled the separation of useful diagnostic parameters. As a result of the gasdynamical and harmonic analysis of registered data there have been proposed new diagnostic measures. The next researches will be directed into range extension of the simulated engine defects as well as farther development of mathematical methods for precise value determination of proposed diagnostic parameters by means of programmer's language.

Key words: diagnostics, marine engines, turbocharging.

1. WPROWADZENIE

Do napędu większości okrętów wojennych będących na wyposażeniu Polskiej Marynarki Wojennej stosowane są silniki czterosurowe o zapłonie samoczynnym szybko- lub średnioobrotowe doładowane turbosprężarkami. Turbosprężarka jako integralna część silnika stanowi dla niego źródło strumienia masy powietrza zasilającego.

W czasie pracy silnika na okręcie do kanału przepływowego układu turbodoładowania mogą się przedostawać różne substancje zawarte, z jednej strony w zasysanym powietrzu dolotowym, z drugiej zaś – w spalinach opuszczających cylindry silnika.

Tworzą one na powierzchniach kanału przepływowego oraz w kanałach międzyłopatkowych zespołu wirnikowego turbosprężarki trudno usuwalne osady. Potwierdzają to zarejestrowane wyniki badań endoskopowych [1]. W rezultacie powstających osadów wzrasta masa wirnika turbosprężarki i zmniejsza się jego prędkość obrotowa. Zmniejszają się czynne pola przekrojów przepływu kanałów międzyłopatkowych sprężarki i turbiny. Spada sprawność, spręż i strumień masy powietrza przepływającego przez sprężarkę, a także zapas jej statecznej pracy (szczególnie w procesach przejściowych). Ma to oczywiście negatywne przełożenie na jakość wymiany ładunku w cylindrach oraz proces spalania - w tym przypadku niecałkowity i niezupełny.

W konsekwencji na powierzchniach kanału przepływowego części turbinowej intensyfikuje się proces powstawania nagaru. Dotyczy to zwłaszcza łopatek kierowniczych i wirnikowych turbiny oraz uszczelnień labiryntowych. Pogłębia to niekorzystne zjawiska towarzyszące zanieczyszczeniu kanału powietrza doładowującego. Dodatkowo w wyniku powstawania osadów zanieczyszczeń na wirniku turbosprężarki może dojść do utraty stabilności układu mechanicznego i zjawiska drgań rezonansowych powodującego z kolei przyspieszone zużycie łożysk wału, a także pęknięcia zmęczeniowe łopatek wirnika.

Z doświadczeń eksploatacyjnych wynika, że grubość warstwy osadu łopatek sprężarkowych może sięgać kilkudziesięciu mikrometrów, zaś łopatek turbinowych nawet kilkuset mikrometrów [2], co przy niewielkiej masie i rozmiarach zespołu wirnikowego oraz bardzo dużych prędkościach obrotowych (do 100 000 obr/min) wywiera znaczący wpływ na osiągi i sprawność turbosprężarki i oczywiście silnika.

Innym czynnikiem eksploatacyjnym destrukcyjnie oddziałującym na strukturę konstrukcyjną turbosprężarki jest zjawisko erozji wywołane obecnością w przepływającym czynniku roboczym twardych cząsteczek pochodzenia mineralnego – w przypadku powietrza oraz nagaru i smolistych substancji, jako produktu niecałkowitego spalania paliwa w cylindrach.

Oba niekorzystne zjawiska są przyczyną zużywania się powierzchni kanałów przepływowych, zmiany geometrii i kształtu kanałów międzyłopatkowych sprężarki i turbiny, a także zwiększenia (nawet kilkukrotnego) chropowatości powierzchni. W konsekwencji wzrastają straty hydrauliczne przepływu czynnika roboczego w układzie turbodoładowania, przy znacznym pogorszeniu jego cech dynamicznych. Wzrastają inercje w układzie mechanicznym i gazodynamicznym, ze wszystkimi tego konsekwencjami.

2. OBIEKT BADANIA

Obiektem badania jest układ turbodoładowania czterosurowego sześciocylindrowego silnika Sulzer typu 6AL20/24 z pulsacyjnym zasilaniem turbiny Napier C-045C pracującej w tzw. systemie Buchi i chłodzeniem powietrza doładowującego.

Pojedynczy układ doładowania silnika, o kolejności wtrysku paliwa 1-4-2-6-3-5, wyposażony jest w turbinę promieniową z dwukanałowym pulsacyjnym zasilaniem spalinami.

3. APARATURA POMIAROWA

Specyfika badania szybkozmiennych procesów gazodynamicznych w układzie zasilania turbosprężarki silnika okrętowego narzuca konieczność wykorzystania wysokiej klasy aparatury pomiarowej. Do badania zastosowano

rejestrator cyfrowy typu SEFRAM 8416, dający możliwość jednoczesnego pomiaru i automatycznej rejestracji 16 parametrów kontrolnych z częstotliwością próbkowania do 250 kHz.

Do pomiaru ciśnień w zbiorczym kanale spalin wylotowych zasilających turbosprężarkę silnika zastosowano dwa czujniki światłowodowe firmy OPTRAND typu C11294-Q o zakresie pomiarowym 0-7 bar i klasie dokładności 1.0. Wielką zaletą tego typu czujników jest ich znikoma inercyjność 15-50 kHz ($T=60\mu s$).

Do indykowania ciśnienia wewnątrz-cylindrowego wykonano specjalny kanał pomiarowy do komory spalania cylindra nr 6, w którym zamontowano również światłowodowy czujnik ciśnienia firmy OPTRAND typu C31294-Q o zakresie pomiarowym 0 - 200 bar i klasie dokładności 1.0.

Pomiar prędkości obrotowej wału korbowego silnika dokonywany był czujnikiem indukcyjnym ze znacznika na kole zamachowym. Zakres pomiarowy do 800 obr/min, przy klasie dokładności 0.1. Natomiast pomiar prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki dokonywany był czujnikiem magnetoelektrycznym, wykorzystując dwa impulsy znaczników zamontowanych na wale sprężarki. Zakres pomiarowy do 40000 obr/min, przy klasie dokładności 0.5.

4. PRZEBIEG BADANIA

Celem badań było dokonanie wstępnej oceny wpływu zmian stanu technicznego silnika na prędkość rozchodzenia się fali ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę.

Realizacja eksperymentu polegała na zakłóceniu ustalonej pracy silnika na obciążeniu $0.4 P_{nom}$ poprzez wyłączenie z pracy jednego cylindra, przy zablokowanej listwie paliwowej. W ten sposób zasymulowano pracę silnika w stanie częściowej zdadności technicznej. Jednocześnie dokonywano pomiary parametrów gazodynamicznych (częstotliwość próbkowania 20 kHz) obejmujące: ciśnienie wewnątrz-cylindrowe układu nr 6, ciśnienie dynamiczne i statyczne w dwóch przekrojach kontrolnych kanału połączeniowego znajdujących się od siebie w odległości $L=0.583$ m, prędkość obrotową wału korbowego silnika, prędkość obrotową wirnika turbosprężarki, które przeprowadzono w dwóch stanach silnika różnych od siebie: stan pełnej zdadności technicznej, tzw. odniesieniowy, przy nominalnym wyregulowaniu elementów sterujących oraz stan częściowej zdadności technicznej – przy wyłączonym z pracy jednym cylindrze.

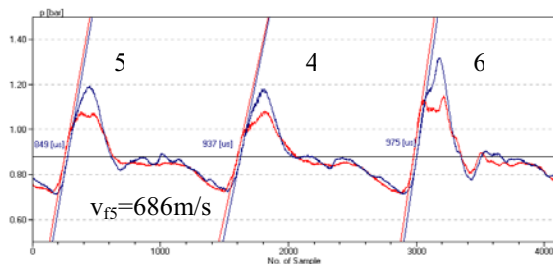
4.1. Analiza gazodynamiczna zarejestrowanych wyników

W wyniku badań uzyskano przebiegi w funkcji czasu parametrów gazodynamicznych charakteryzujących stan energetyczny kanału

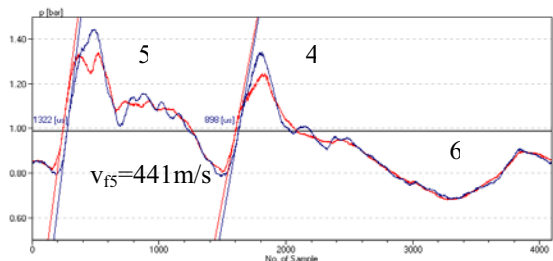
zasilającego turbosprężarkę, jako odpowiedź na wprowadzone zakłócenie funkcjonowania silnika – wyłączenie z pracy cylindra nr 6. Na rys. 1 i 2 przedstawiono zarejestrowane podczas pomiarów przebiegi zmian ciśnienia spalin w wydzielonej objętości kontrolnej rozpatrywanego kanału. Przebiegi cechują deformacje, wynikające z błędów pomiaru oraz zakłóceń, związanych głównie ze zjawiskiem odbijania i nakładania się fal ciśnienia, działania regulatora prędkości obrotowej silnika itd.[4].

W celu odtworzenia wiarygodnych przebiegów konieczne jest zminimalizowanie wpływu czynników je zniekształcających, poprzez uśrednianie w dziedzinie kąta obrotu wału korbowego. Z dowolnej liczby kolejnych cykli pracy silnika (każdy cykl obejmuje dwa obroty wału korbowego) utworzono jeden przebieg uśredniony, a następnie wyznaczono średni czas przemieszczania się narastającego zbocza impulsu fali ciśnienia spalin dla każdego cylindra, przyjmując ten parametr jako substytut czasu przemieszczania się szczytowej amplitudy adekwatnej fali ciśnienia spalin.

Z zarejestrowanych przebiegów wynika, że wyłączenie z pracy jednego cylindra wywołuje ilościowe i jakościowe zmiany pulsacji ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbinę. Wyniki badań dowodzą, że nastąpiła istotna zmiana charakteru impulsów ciśnienia spalin sprzężonych z cylindrami



Rys. 1. Przebiegi zmienności ciśnienia spalin w przekrojach kontrolnych 1 i 2 kanału zasilającego turbosprężarkę silnika Sulzer 6AL20/24 w stanie pełnej zdadności technicznej



Rys. 2. Przebiegi zmienności ciśnienia spalin w przekrojach kontrolnych 1 i 2 kanału zasilającego turbosprężarkę silnika Sulzer 6AL20/24 w stanie częściowej zdadności technicznej – przy wyłączonym z pracy cylindrze nr 6

4 i 5, które zostały dociążone (wzrosły amplitudy impulsów). Sądzić należy, że spowodowane jest to

pogorszeniem warunków wtrysku i spalania paliwa w tych cylindrach.

Z zarejestrowanych przebiegów wynika również, że istnieje korelacja pomiędzy dawką paliwa zasilającego dany układ cylindrowy a amplitudą odpowiedniego (sprężonego z nim) impulsu ciśnienia spalin w kanale. Zaobserwowane zjawisko „zapadania się” amplitudy impulsu ciśnienia (rys. 2) wywołane jest najprawdopodobniej efektem cofnięcia się spalin do cylindra w okresie otwarcia zaworów wylotowych oraz interferencją fal ciśnienia pierwotnych i odbitych od dyszy turbiny [4].

Oceniając wpływ symulowanego defektu na prędkość rozchodzenia się fali ciśnienia spalin w kanale można wnioskować, że wywołał prawie 70% spadek jej wartości. Spadła energia kinetyczna spalin zasilających turbinę, zmniejszyła się prędkość obrotowa wirnika turbosprężarki, a zatem również wydajność sprężarki. Miało to oczywiście bardzo istotny wpływ na parametry powietrza doładowującego silnik, na warunki wymiany ładunku w cylindrach oraz proces spalania.

Istotną trudnością podczas realizacji obliczeń parametrów gazodynamicznych jest precyzyjne i w pełni zautomatyzowane określenie przesunięcia fazowego impulsu ciśnienia spalin przemieszczającego się pomiędzy przekrojami kontrolnymi badanego kanału przepływowego. Na tym etapie realizacji badań zaproponowano wykorzystanie odległości pomiędzy stycznymi do porównywanych przebiegów zmienności ciśnienia spalin, w punktach odpowiadających tej samej, ustalonej (bazowej) jego wartości.

Aktualnie prowadzone badania skupione są wokół doskonalenia techniki pomiarowej oraz metod „obróbki” matematycznej i diagnostycznego wykorzystania uzyskanych wyników pomiarów. Prognozuje się, że zmiana czasu przemieszczania się impulsów fal ciśnienia w kanale spalin wylotowych przed dyszą turbiny może stanowić adekwatny parametr diagnostyczny w ocenie stanu technicznego układów cylindrowych oraz układu turbodoładowania silnika.

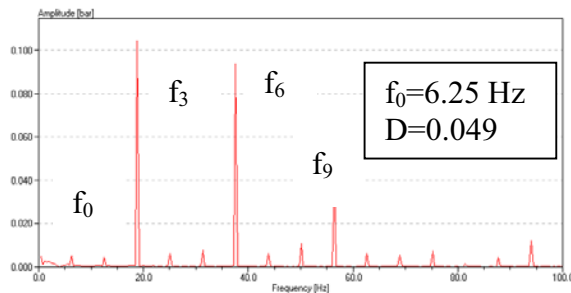
4.2. Analiza widmowa zarejestrowanych wyników

Zarejestrowane przebiegi pulsacji ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę poddano analizie częstotliwościowej. Ponieważ dane pomiarowe uzyskane w eksperymencie zostały zebrane w równych odcinkach czasu, są okresowe i ciągle – spełniają zatem warunki Dirichleta co do możliwości przeprowadzenia analizy widmowej z wykorzystaniem szybkiej transformaty Fouriera [3].

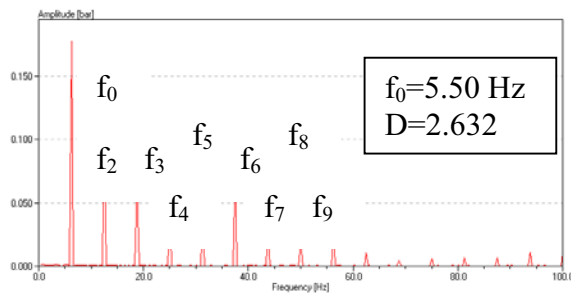
Widma amplitudowe pulsacji ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę uzyskane w wyniku analizy FFT dla analizowanych stanów pracy silnika przedstawiono na rys. 3 i 4.

Z danych liczbowych na charakterystykach częstotliwościowych wynika, że zakłócenie funkcjonowania silnika polegające na wyłączeniu z pracy jed-

nego cylindra powoduje niepożądane zagęszczenie widma amplitudowego pulsacji ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę. Dodatkowo zaobserwowano, że w widmie tym dominuje amplituda częstotliwości podstawowej, co świadczy o znacznym niezrównoważeniu sił gazowych w cylindrach silnika, działających z jednej strony na układ korbowy (poprzez tłok), z drugiej zaś – na głowicę i blok cylindrowy (poprzez tuleję cylindrową). Niezrównoważone siły gazowe potęgują destrukcyjne oddziaływanie na konstrukcję silnika niezrównoważonych sił bezwładności pochodzących od mas wykonujących ruch obrotowy i ruch posuwisto-zwrotny.



Rys. 3. Widmo amplitudowe pulsacji ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę silnika Sulzer 6AL20/24 w pełnej zdatości technicznej



Rys. 4. Widmo amplitudowe pulsacji ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę silnika Sulzer 6AL20/24 w stanie zdatości częściowej – przy wyłączonym z pracy cylindrze nr 6

W celu przeprowadzenia ilościowej oceny tego zjawiska, dla analizowanego rozwiązania układu turbodoładowania silnika okrętowego (3 cylindry pracujące na wspólny kanał spalin wylotowych zasilających turbosprężarkę) proponuje się przyjęcie następującej miary diagnostycznej:

$$D = \frac{A_0}{A_3} \quad (1)$$

gdzie: A_0 – amplituda częstotliwości podstawowej od cykli pracy silnika, A_3 – amplituda 3 harmonicznej.

Śledzenie trendu zmian wartości tak zdefiniowanego parametru diagnostycznego w procesie eksploatacji silnika umożliwi ocenę stanu technicznego elementów układu TPC oraz układu turbodoładowania. Jest to szczególnie istotna zaleta dla silników (nie tylko okrętowych) nie wyposażonych standardowo w zawory indykatorowe.

5. WNIOSKI

Na podstawie wyników badania eksperymentalnego procesu przepływu spalin w kanale zasilającym pulsacyjny układ doładowania czterosuwowego silnika okrętowego, w oparciu o analizę gazodynamiczną i widmową zarejestrowanych przebiegów czasowych i częstotliwościowych zmienności ciśnienia spalin w dwóch charakterystycznych przekrojach kontrolnych kanału zasilającego turbosprężarkę oceniono w sposób pośredni przebieg procesu spalania w cylindrach.

W artykule zaproponowano przyjęcie dwóch miar diagnostycznych w ocenie stanu technicznego układów cylindrowych i turbodoładowania silnika: prędkości rozchodzenia się fali ciśnienia spalin w kanale (w analizie gazodynamicznej) oraz stosunku amplitud częstotliwości podstawowej i 3 harmonicznej od cyklu pracy silnika (w analizie drganiowej) w przypadku braku możliwości bezpośredniego pomiaru ciśnień wewnątrz cylindrowych (braku zaworów indykatorowych). Uzyskane wyniki zachęcają do prowadzenia dalszych badań eksperymentalnych w zakresie wpływu regulacji układu zasilania i rozrządu silnika oraz wpływu zmian w strukturze konstrukcyjnej dyszy turbiny (symulowane będą zanieczyszczenia kanałów międzyłopatkowych) na zdefiniowane miary diagnostyczne.

LITERATURA

- [1] Korczewski Z.: *Identyfikacja uszkodzeń eksploatacyjnych silników okrętowych z wykorzystaniem endoskopów*. „TRANS-COMP'01”, Zakopane, 5-7.12.2001.
- [2] Костин А.К., Пугачев Б.П., Кочинев Ю.Ю. *Работа дизелей в условиях эксплуатации*. Машиностроение, Ленинград 1989.
- [3] Ozimek E.: *Podstawy teoretyczne analizy widmowej sygnałów*. PWN Poznań 1985.
- [4] Sobieszkański M.: *Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych*. WKiŁ, Warszawa 2000.



Kmdr dr hab. inż. Zbigniew KORCZEWSKI prof. nadzw. Akademii Marynarki Wojennej jest Dyrektorem Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów. W ramach działalności naukowej zajmuje się badaniami napędów okrętowych. Specjalizuje się w diagnozowaniu silników spalinowych. Jest autorem ponad 90 publikacji przedstawianych na konferencjach naukowych w kraju i zagranicą.

MODELS IN DIAGNOSTICS OF INDUSTRIAL PROCESSES

Jan Maciej KOŚCIELNY, Michał BARTYŚ

(Politechnika Warszawska, Instytut Automatyki i Robotyki, ul. A. Boboli 8, 02-525 Warszawa,
(e-mail: jmk@mchtr.pw.edu.pl, bartys@mchtr.pw.edu.pl)

Summary

In the paper, an overview and classification of modelling approaches used in diagnostics of industrial processes is presented. There are characterised the models used for fault detection and fault isolation. Main features of characterised models are underlined and particular attention was paid on the model practicability. Special attention was paid also on models making use of artificial intelligence and expert knowledge.

Keywords: Modelling, diagnostics of industrial processes, fault detection, fault isolation, artificial intelligence, soft computing

MODELE W DIAGNOSTYCE PROCESÓW PRZEMYSŁOWYCH

Streszczenie

W referacie przedstawiono przegląd i klasyfikację metod modelowania stosowanych w diagnostyce procesów przemysłowych. Przedstawiono zarówno modele wykorzystywane w procesie detekcji jak i lokalizacji uszkodzeń. Podano najważniejsze właściwości modeli, zwracając szczególną uwagę na aspekt ich zastosowań praktycznych. Zwrócono także uwagę na istotny walor aplikacyjności modeli bazujących na metodach sztucznej inteligencji i wiedzy eksperckiej.

Słowa kluczowe: Modelowanie, diagnostyka procesów przemysłowych, detekcja uszkodzeń, lokalizacja uszkodzeń, sztuczna inteligencja

1. INTRODUCTION

Diagnostics of industrial processes is a part of diagnostics particularly dealing with the on-line, real-time, fault detection, isolation and identification of process faults. Therefore, the industrial diagnostics is focused on components of technological installation, its equipment (actuators and instrumentation) as well as on the process itself. Diagram of the scheme of diagnostics of industrial processes is given on Fig. 1. Installations in chemical, petrochemical, power, metal, pharmaceutical, food, paper, gas, oil industries, as well as pipelines, rockets, pumps, engines turbines etc. are typical examples of diagnosed systems.

Generally, three phases [2,5,6,9] are distinguished in the industrial diagnostics: detection, isolation and identification. In fact, the identification phase is often omitted or sometimes is integrated with isolation phase. Typically, diagnostic process is carried out in two phases: detection and isolation (FDI). Fault symptoms are formulated in detection phase. Fault symptoms are generated by means of

system models or system knowledge and process data. Process faults are pointed out in the isolation phase based on patterns of detected symptoms.

Fault detection may be carried out with application of system models or without the models. In the first case, fault detection consists of model based residual generation, residual evaluation and finally on decision-making procedures classifying detected fault symptoms. General model based diagnostic system scheme is given on Fig. 2.

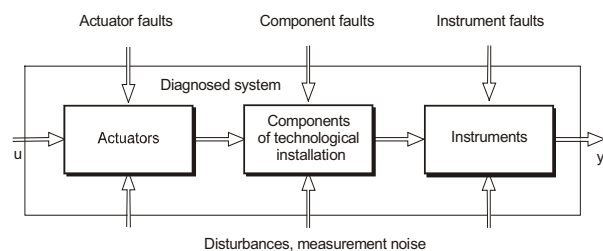


Fig.1. Diagram of diagnostics of industrial systems

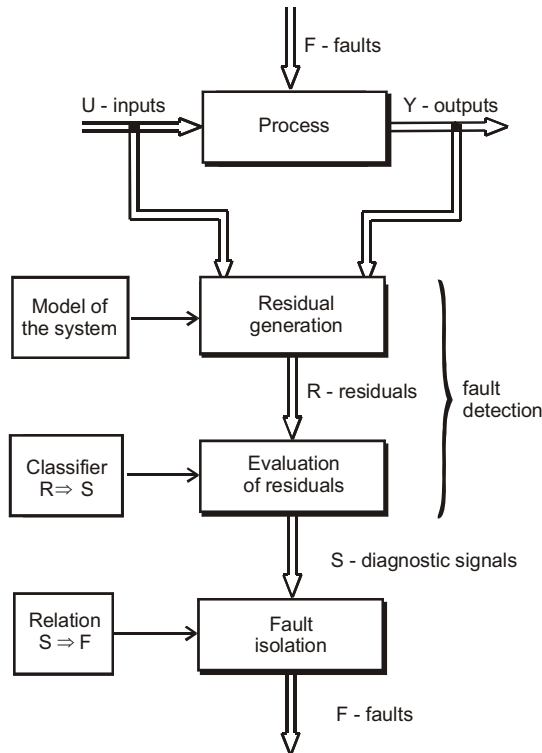


Fig.2. Model based diagnostics

In case of lack of full model or in case of extraordinary model complexity, the limits control, signal analysis or checking of relations between process variables are used for fault detection purposes. However, fault diagnostics of industrial processes based on models takes substantial advantages in comparison to the diagnostics based on methods that do not need the models. Model based fault diagnostics allows early fault detection, gives more accurate fault isolation and detection and allows the recognition of small sized faults. On the other hand, model based fault detection procedures are time consuming particularly in preparation phase and need more computational power during exploitation.

2. GENERAL MODEL OF DIAGNOSED FAULTY SYSTEM

Full description of dynamic system with respect to faults and disturbances [5,6] is as follows:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \phi[\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{d}(t), \mathbf{f}(t)] \quad (1)$$

$$\mathbf{y}(t) = \psi[\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{d}(t), \mathbf{f}(t)] \quad (2)$$

where:

\mathbf{u} - signals representing external effects on system. Those signals are called forced inputs or inputs or system excitations. In these group one can distinguish: control signals and known inputs.

$$\mathbf{u}(t) = \begin{bmatrix} u_1(t) \\ u_2(t) \\ \dots \\ u_p(t) \end{bmatrix} \quad (3)$$

\mathbf{y} - output signals representing effects of system acting on environment. Those actions may be interpreted as system responses.

\mathbf{x} - state space co-ordinates

$$\mathbf{y}(t) = \begin{bmatrix} y_1(t) \\ y_2(t) \\ \dots \\ y_q(t) \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \dots \\ x_n(t) \end{bmatrix} \quad (5)$$

State $\mathbf{x}(t)$ of the system in any time moment t depends on the system state $\mathbf{x}(t_0)$ in the initial moment t_0 and trajectory (history) of input $\mathbf{u}(t_0, t)$ in the time interval (t_0, t) . Thus, state vector reflects the portion of information from the past necessary to calculate the actual state change and system output.

\mathbf{d} - disturbances, that belong to the subset of input signals with unknown values
 \mathbf{f} - faults, that belong to the separate subset of inputs having destructive action on system behaviour. Faults may appear as abrupt or incipient.

$$\mathbf{f}(t) = \begin{bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \\ \dots \\ f_k(t) \end{bmatrix} \quad (6)$$

The scheme of the system with respect to influence of disturbances and faults is presented on Fig. 3.

Let us assume, that the technical state of the diagnosed system $z(t)$ is the function of faults [5,6]:

$$z(t) = z[\mathbf{f}(t)] \quad (7)$$

If we will be able to determine the fault vector \mathbf{f} based on state space equations (1) and system outputs equations (2) assuming lack of disturbances, then the problem of system diagnostics may be solved.

$$\mathbf{f}(t) = \Psi[\mathbf{y}(t), \mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t),]; \quad \mathbf{d} = 0, \quad (8)$$

However, even if equations (1) and (2) are known, not ever is possible to find out the inverse model (8). The equation (8) very often has the entangled form and in reality, the number of faults is greater then the number of equations describing the system.

Models applied in diagnostics of industrial processes are classified into two groups: models used for fault detection and models used for fault isolation. Models used for fault detection describe the relations between the system inputs and outputs $U \Rightarrow Y$ (mainly in the normal system state, without faults) and allow detection of the changes (symptoms), caused by faults. Models used for fault isolation define relations between the diagnostic signals (symptoms) and faults $S \Rightarrow F$.

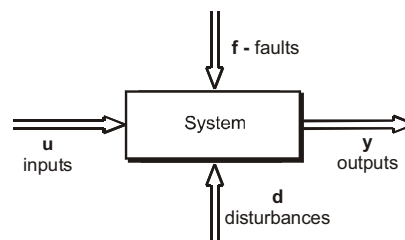


Fig.3. Scheme of diagnosed system

3. MODELS FOR FAULT DETECTION

Fault detection is a process of generation of diagnostic signals S based on process variables X . Diagnostic signals should reflect the information about the faults, so that detection may be defined as a process of mapping the space of process variables X onto the space of diagnostic signals S combined with evaluation of diagnostic signals.

Fault detection process consists of two parts (Fig.4). In the first part, residual values are calculated on the basis of the system model, while in second part the evaluation of achieved residual is carried out combined with generation of diagnostic signals. Therefore, fault detection phase need appropriate models.

Typically, models describe the system in normal state (without faults). Therefore, in case of fault occurrence, it is possible to determine the discrepancies between the current system behaviour and expected behaviour in normal state. Residuals can be calculated as:

- the difference between the value of process variable and value calculated from the model (Fig. 4).
- the difference between the left-hand and right-hand of equation describing the system
- the difference between the nominal and estimated values of the parameter of the system

Residual values should be as close to zero as possible in the fault-free state of the system. Residual values significantly different from zero values are defined as the fault symptoms.

A set of models (so called partial models) is used for fault detection of complex systems. These models should "cover" all the system i.e. there should not be lack of unconnected outputs and inputs of all partial models. Diagnostics based on partial models takes advantages over the diagnostics based on global ones [7]. There is possibility to achieve simple models, shorter fault detection times, lower commissioning costs, better flexibility of diagnostic system. Obtaining of analytical, fuzzy or neural models is not possible in some cases. This results mostly from the physical unavailability of input signals in industrial installations. Therefore, it is not possible to obtain also outputs of the models.

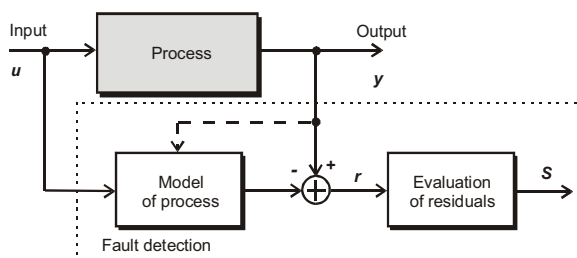


Fig.4. The scheme of fault detection based on models

3.1. Fault detection with application of analytical models

In the group of analytical detection methods one can distinguish [2,3,4,5,6,7,8,9]:

- detection with the use of physical models (e.g., balance models, dynamic equations, etc.),
- detection with the use of linear input-output types of models (parity equations),
- detection with the use of state observers or Kalman filters,
- detection based on on-line identification.

Residual generation based on physical models

Generally, a most complete model of a system can be directly obtained from physical equations [1]. Non-linear static systems are described by following equation:

$$\Psi(y, \mathbf{u}) = 0 \tag{9}$$

This equation describes the system in the state of full aptitude. The relationship given above is not true in case of faults. Therefore, the residual value different from zero may be symptom of fault. Residual can be calculated as:

$$r = \Psi(y, \mathbf{u}) \tag{10}$$

Residual generation based on general non-linear models give an assumption to achieve the most reliable and robust detection technique. However, results are highly dependent on the model accuracy. Models based on physical laws describe most completely relationships existing between process variables. Those models reflect static and dynamic system properties in the whole space of states. Therefore, they enable to detect faults that have also small sizes. Development of models based on physical relationships is extremely difficult or outright impossible in many cases. Moreover, identification of model parameters brings additional difficulties. Thus, application of this method is limited to the systems that are described by relatively simple equations.

Residual generation based on linear models

Linear dynamic systems are commonly described by means of transfer function defined as a ratio of Laplace transformation of output signal $y(s)$ to the Laplace transformation of input signal $u(s)$ by zeroed initial conditions.

$$G(s) = y(s) / u(s) \tag{11}$$

Any j -th output is given by:

$$y_j(s) = \mathbf{G}_j(s) \mathbf{u}(s) = G_{j1}(s)u_1(s) + G_{j2}(s)u_2(s) + \dots + G_{jp}(s)u_p(s) \tag{12}$$

Methods of residual generation and structurisation based on transfer function were developed by Gertler [3]. Descriptions of those methods are given also in [5,6,7,8,9].

State space equations approach is also applied to description of linear systems. Dynamic stationary linear system with p inputs and q outputs may be

described by state and output equations in continuous time.

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) \quad (13)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}\mathbf{u}(t)$$

Method of residual generation based on the state space equations was developed by Chow and Willsky and is presented in many publications, for example in [5,6,8,9].

Observers estimate dynamic state of the system based on the input and output signals. The equation of full observer is following:

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}}(k+1) = \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k) + \mathbf{H}[\mathbf{y}(k) - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}(k)] \quad (14)$$

$$\hat{\mathbf{y}}(k) = \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}(k)$$

where: $\hat{\mathbf{x}}$ - state estimate, $\hat{\mathbf{y}}$ - output estimate, \mathbf{H} - observer feedback matrix.

In this case residual vector is given by:

$$\mathbf{r}(k) = \mathbf{y}(k) - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}(k) \quad (15)$$

Clark, Frank and Patton [2,8,9] developed the methods of residual generation based on Luenberg observer.

Linear models are valid only in the near surrounding of the system nominal operating point i.e. point where parameters of the model of the system were identified. Hence, any change of the operating point may cause the appearance of non-zero residual values, similar to that caused by faults. On the other hand, linear models enable early detection of the small parametric faults. It is however obtained at the cost of necessity of definition of sufficiently precise models what is often very difficult. The residuals have to be adequately sensitive to faults but, on the other hand, they should be sufficiently insensitive to other changes such as natural disturbances existing in the process, measurement noises or modelling errors. This is a main reason for what linear models have been found only limited applications in practical implementations.

Residual generation based on on-line identification

Faults appear not only as changes of values of the system outputs but also as changes of physical coefficients \mathbf{p} from system dynamic equations, such as: resistances, capacitance, rigidities, etc. These physical coefficients are main constituents of the parameters $\boldsymbol{\theta}$ of the model of the system. If one determines values of the coefficients based on identification of the system and compares them with its nominal values, i.e., parameter values in the state of full aptitude of the system, then the obtained differences are residuals containing information on faults $\mathbf{r} = \mathbf{p}_N - \mathbf{p}$. Such detection method has been developed by Isermann [4].

Model parameters are understood as constants that are appearing in the mathematical description of relations between the inputs and outputs of the system. One can distinguish system static models:

$$\mathbf{y} = \beta_0 \Phi_0 + \beta_1 \Phi_1(\mathbf{u}) + \beta_2 \Phi_2(\mathbf{u}) + \dots \quad (16)$$

where: $\Phi_0 \equiv 1$, $\Phi_i(\mathbf{u})$ - known function of input vector, (e.g.. $\Phi_i(\mathbf{u}) = u_1 u_2$, $\Phi_i(\mathbf{u}) = u_1^2$)

as well as dynamic models given by set of differential equations linearised in the neighbourhood of the operation point.

$$\begin{aligned} \frac{d^n y}{dt^n} + a_{n-1} \frac{d^{n-1} y}{dt^{n-1}} + \dots + a_1 \frac{dy}{dt} + a_0 y \\ = b_m \frac{d^m u}{dt^m} + b_{m-1} \frac{d^{m-1} u}{dt^{m-1}} + \dots + b_1 \frac{du}{dt} + b_0 x; \quad (n \geq m) \end{aligned} \quad (17)$$

Model parameters $\boldsymbol{\theta}^T = [\beta_0, \beta_1, \beta_2, \dots]$ or

$\boldsymbol{\theta}^T = [a_{n-1}, \dots, a_1, a_0; b_m, b_{m-1}, \dots, b_1, b_0]$ are more or less complex functions of physical coefficients. If the method leads to good results, it is necessary to obtain an adequate model of the system with the help of theoretical modelling (based on physical and chemical laws) as well as reliable identification of the system model's parameters. The identification requires having an adequate excitation of the system, so that signals captured by the identification reflect whole range of its changes during regular system operation. Methods based on the system parameter estimation are suitable particularly for the well-defined systems such as mechanical, electrical and electro-mechanical systems. These methods are rarely applied to heat and chemical processes because of difficulties in obtaining appropriate and sufficient good models. Another disadvantage of the method is the need of engaging of huge computational power, as well as problems with detection of additive faults.

3.2. Fault detection with application of neural and fuzzy models

In many practical cases non-linear analytical models are unknown, and moreover the linear models are impractical because of strong system non-linearity. In such cases, the application of neural and fuzzy models is considered. This is implied by the substantial advantage of neural and fuzzy techniques of modelling non-linear systems and ability of learning from the data samples. Additionally, in case of fuzzy models, the expert knowledge may be inputted into the model. In the automated industrial processes, a sets of current and archive values of process variables are available. This makes the frames of building the system models and make use of availability of current process data and the expert knowledge about the relations between the process variables. Simultaneously, the development of computing technologies have broken the essential limitations related to necessity of absorbing high computational power for model tuning and handling of huge data sets.

In last decade, intensive development of the neural network structures has been profiting in numerous of applications in fault detection domain. Multi-layer unidirectional static and dynamic neural

networks, radial and GMDH as well as feedback network structures are intensively investigated [5,6]. Neural networks may be interpreted as “black box” entities. Particular network components and its weights or activation functions haven't any physical relation with the modelled system structure and parameters. The expert knowledge in this case may be useful only in limited sense, to define the sets of model inputs and outputs only. Neural networks take advantage of ability of generalisation of network knowledge and its robustness against disturbances. More often, the knowledge about the diagnosed system is imprecise. Typically, this knowledge is available in the form of implication rules (*if-then*) containing the linguistic evaluation of process variables (for example: high temperature, low level). In this case the fuzzy models are to be considered. These models are based on theory of fuzzy sets introduced by Zadeh. Typically, the models make use of inference scheme given by Mamdani. Fuzzy-neural networks being the conjunction of the fuzzy modelling techniques [5,6,7] and methods of training of neural networks are very convenient for modelling for residual generation purposes. Fuzzy-neural networks enable to make use of expert knowledge for defining the number of *if-then* rules, give hints for planning the initial shapes of fuzzy membership functions and selection the data for the network learning. Expert knowledge is very useful in the phase of model structure building and in phase of setting initial values of model parameters. Created model is no more the “black box”. It is a set of rules that may be interpreted and verified by experts. The number of rules grows rapidly with the increase of number of inputs and outputs and number of fuzzy partitions assigned to particular inputs. This causes limitations of applying fuzzy-neural networks for the relative simple systems. Technique of input aggregation [5,6,7] is very helpful here. This technique leads to the reduction of the number of inputs by replacing the subsets of model inputs by the appropriate chosen functions of those inputs. Inputs aggregation may be carried out simultaneously for a few subsets of inputs. Neural and fuzzy models created and tuned on experimental data are able to model the system in the limited space of inputs and outputs determined by spans of available data. Those models are more practicable when comparing with linear models, because of better model behaviour also far from operating point. However, better and wider system description provide non-linear models based on physical laws describing the phenomena taking place in the system.

4. MODELS FOR FAULT ISOLATION

Fault isolation rarely directly makes use of residual values. Typically, prior to fault isolation, the residual values are appropriately pre-processed. Classifier $R \Rightarrow S$ transforming the continuous residual signals into the binary or multiple-valued diagnostic

signals is typically used for this purpose. The subsets of diagnostic signals are called fault symptoms. Fault symptoms are only those diagnostic signals that reflect the fault occurrence. The models for fault isolation should map the space of fault symptoms onto the space of discrete faults or system states. One can easily see that relation $S \Rightarrow F$ define the inverse causal model i.e. model of type: effect-cause.

Following models classes are useful for fault isolation:

- a) Models that map the space of binary symptoms onto the space of faults or the system states. Binary diagnostic matrix, binary graphs and diagnostic trees, rules, set of rules, logic functions e.t.c. [5,6,7] are belonging to this class.
- b) Models that map the space of multiple-valued fault symptoms into the space of faults or the system states. Information system and rules for multi-valued fault symptoms belong to this class.
- c) Models that map the space of residuum into the space of faults or system states. Specific musters of residuals or diagnostic signals are assigned to each fault or system state. Classical methods of pattern recognition, neural networks and fuzzy-neural networks are used for modelling and fault isolation in this case.

Models for fault isolation may be defined by application of:

- learning
- knowledge of redundancies in the system structure
- modelling of influence of faults on the residual values
- expert knowledge.

In first case, there is necessary to have the learning data sets from the state of system full aptitude and the data from all states with faults or at least data for defined classes of states. Obtaining of such data sets is difficult and often impossible in case of diagnostics of industrial processes.

Relation fault-symptoms are easy to obtain in case of redundant systems of type K from N . But, because of economical reasons, such redundant systems are applied relatively seldom.

If equations of residual generation making allowance for fault influence are known, then as a result of fault simulation it is possible to determine the spans of residual values and diagnostic signals for the states with, and without faults. In this case there are available sets of diagnostic signals and symptoms assigned to each fault and state of system full aptitude. This approach is very rational, however it is also relatively complex and labour consuming. Mainly, it is related to the difficulties with obtaining the mathematical description of the system making allowance for influence of faults.

Expert knowledge may be also very useful when building the models for fault isolation. An expert should define diagnostic signal values that are related to particular faults.

The method of acquiring knowledge necessary for fault isolation depends on the diagnosed system specificity. For instance for unique, one-of-the-kind systems such as chemical plants, acquisition of learning data for states with faults is not possible in practice. Particular faults appear rarely, their potential number is very high, and the diagnostic system should recognise their first appearance. For complex chemical plants, it is very difficult to work out analytical models that take into account an influence of faults on residual values. Application of the expert's knowledge remains therefore the only way. However, in a case of serially manufactured systems such as for example turbines the physical models and very complex analytical models are mostly known.

Learning data from the states with faults can be obtained based either on physical or analytical models. For serially manufactured systems, it is possible to collect data from measurements carried out in states with faults. In such cases, artificial introduction of faults and even system destruction investigations are applied.

5. FINAL REMARKS

Diagnostic of industrial processes should be carried out in real-time in the system exploitation phase. This implies the application of specific approaches. Typically, diagnostic of industrial processes is composed from two main phases: fault detection and fault isolation. Diagnostic of industrial processes is based mainly on signals available from the process. It is not allowed to disturb the process by introduction of specific excitations into the process. Therefore, most algorithms of diagnostics of industrial processes are based on relations between the process variables. Those relations may have a form of analytical, neural and fuzzy models. More or less, this technical domain is based on methods worked out on the grounds of control theory (modelling and identification of dynamic systems). This is a little bit another approach in comparison to those, based on signal analysis intensively applied for diagnostics of machines.

Diagnostic of industrial processes makes use of methods of artificial intelligence by application of neural networks, fuzzy logic and genetic algorithms. Neural or fuzzy models are build-up by means of archive data available from the industrial process control and supervising systems (DCS, SCADA).

This paper was particularly intended to give an overview of the models used in the diagnostic of industrial processes. Two groups of models were characterised: models for fault detection and models for fault isolation. Classification of models given in paper does not include all the models used in different diagnostic approaches. For example, models of system normal state and models of states with different faults are used [5,6]. Variety of models used in diagnostics of industrial processes

reflects different degree of knowledge about the diagnosed system, and different ways of acquiring this knowledge.

REFERENCES

- [1] Cannon R.H. (1973). *Dynamika układów fizycznych*. WNT, Warszawa.
- [2] Chen J., Patton R.J. (1999). *Robust model based fault diagnosis for dynamic systems*. Kluwer Academic Publishers, Boston.
- [3] Gertler J. (1998). *Fault Detection and Diagnosis in Engineering Systems*. Marcel Dekker, Inc. New York - Basel - Hong Kong.
- [4] Isermann R. (1984). Process fault detection based on modeling and estimation. *Methods - a survey*. *Automatica*, 20(4), 387-404.
- [5] Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W., (2002). *Diagnostyka procesów. Modele, metody sztucznej inteligencji, zastosowania*. WNT, Warszawa, (1-828),
- [6] Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W., (2004). *Fault Diagnosis. Models, artificial intelligence, application*. Springer
- [7] Kościelny J.M. (2001). *Diagnostyka zautomatyzowanych procesów przemysłowych*. Akademska Oficyna Wydawnicza Exit, Warszawa.
- [8] Patton R., Frank P., Clark R. (Eds.) (1989). *Fault diagnosis in dynamic systems. Theory and Applications*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, New York.
- [9] Patton R., Frank P., Clark R. (Eds.) (2000). *Issues of fault diagnosis for dynamic systems*. Springer.



Jan Maciej KOŚCIELNY, prof. Ph D Hab. His research interests are concerning fault diagnosis in mechatronics systems and industrial processes as well as the investigation of fault tolerant control systems. He is the author or co-author of more than 160 papers and 4 books. His engineering activity (35 industrial contracts) are focused on the application on automatic control and fault diagnosis in food, chemical power and automatic control industries.



Michał BARTYŚ, Ph. D. His research interests are concerning automatic control, diagnostics and fuzzy logic. He is the author or co-author of more than 80 papers, 2 books, 4 patents. His engineering activities (41 implementations) are focused on development of smart instrumentation, actuators and control systems.

WPLYW OBROTÓW WAŁU NA POZIOM DRGAŃ WĘZŁA ŁOŻYSKOWANEGO

Janina KOWALAK

POLITECHNIKA POZNAŃSKA
 INSTYTUT MECHANIKI STOSOWANEJ
 ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań
 Tel.: +48 61 6652302, fax.: +48 61 6652307
 e-mail: janina.kowalak@put.poznan.pl

Streszczenie

Celem pracy było doświadczalne określenie wpływu obrotów wału na ruch elementów tocznych łożysk kulkowych. Badania prowadzono zmieniając z krokiem 100 obr/min prędkość obrotową wału w zakresie od 1000 obr/min do 6000 obr/min. Z przeprowadzonych badań wynika, na poziom drgań węzła łożyskowego wpływa przede wszystkim stabilność obrotów zespołu elementów tocznych. Przy czym o stabilności ruchu zespołu elementów tocznych decydują zakresy prędkości obrotowych wału.

Słowa kluczowe: diagnostyka, węzeł łożyskowy, stabilność ruchu zespołu elementów tocznych

THE EFFECT OF SHAFT ROTATION ON VIBRATION LEVEL OF A BEARING NODE

Summary

The work was aimed at experimental determining of the effect of shaft rotation on the motion of rolling parts of ball bearings. For purposes of the study rotational velocity of the shaft was increased from 1000 to 6000 r.p.m. in 100 r.p.m. increments. The results show that vibration level of the bearing node is affected, first of all, by stability of rotation of the rolling parts of the bearing set. The stability of rotation of the rolling parts depends on the range of rotational speed of the shaft.

Keywords: diagnostic, bearing node, stability of rotation of the rolling parts

1. WPROWADZENIE

W maszynach obrotowych pojawia się bardzo często problem występowania w pewnych momentach czasu podwyższonego poziomu drgań, które powodują przyspieszony proces zużycia elementów, uciążliwość wykonywanego zadania i zagrażają bezpieczeństwu pracy. W pracy zatem podjęto próbę doświadczalnego określenia przyczyn zaistniałej sytuacji.

2. BADANIA DOŚWIADCZALNE

Badania prowadzono na stanowisku wykonanym przez Międzyresortowe Centrum Naukowe Eksploatacji i Majątku Trwałego w Radomiu, które umożliwiło realizację postawionego celu badań.

2.1. Stanowisko badawcze

Podstawowymi elementami stanowiska badawczego (rys. 1) z punktu widzenia realizacji pracy są dwa podzespoły:

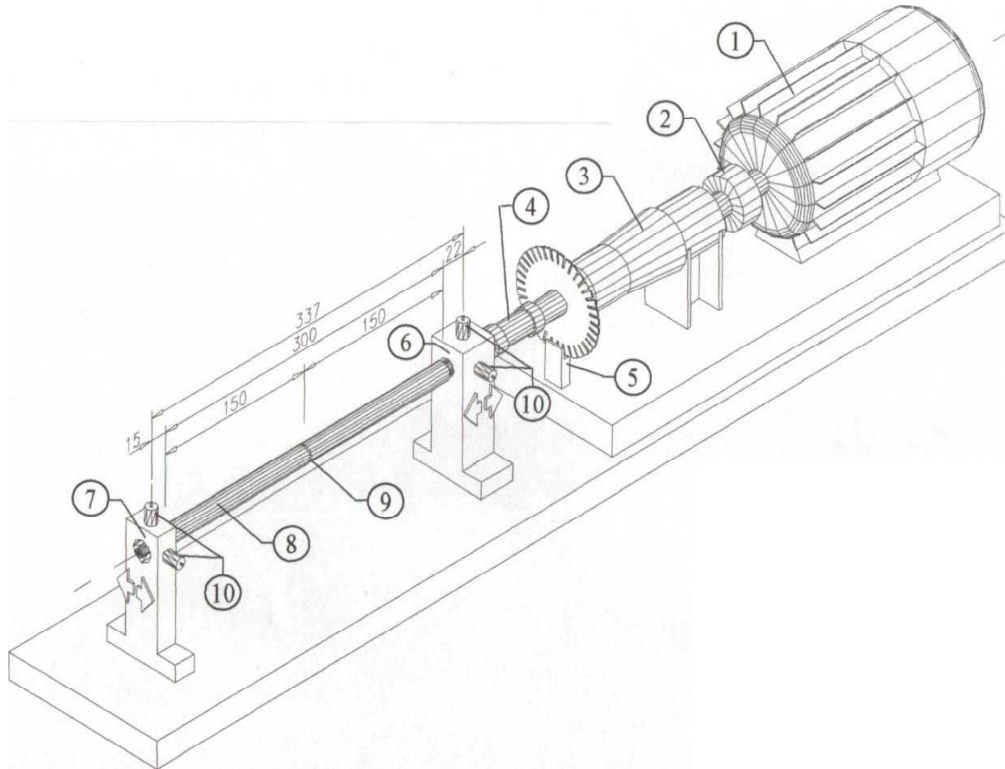
- zespół napędowy, który pozwalał na zmianę obrotów wału w zakresie (1000 – 6100) obr/min

- podpór z łożyskowanym, wymiennym wałem

Wał łożyskowany był od strony sprzęgła w łożysku ślizgowym. Natomiast z drugiej strony w łożysku kulkowym.

Stanowisko posiadało możliwość przesuwania jednej z podpór wału, co pozwalało na badanie wałów o różnej długości wału.

Układ regulacji obrotów wału został wyposażony w tarczę z sześcioma nacięciami (znacznik co 1/60 pełnego obrotu) i w cyfrowy częstotściomierz, który pozwolił z dużą dokładnością określić prędkość obrotową wału.



Rys.1. Schemat stanowiska badawczego [1]; 1 – silnik elektryczny, 2 – sprzęgło kłowe, 3 – multiplikator, 4 – sprzęgło podatne, 5 – licznik obrotów, 6 – korpus łożyska ślizgowego, 7 – korpus łożyska wahlowego, 8 – badany wał, 9 – szczelina – model uszkodzenia, 10 - piezoelektryczne czujniki przyspieszeń drgań

2.2 Badania wstępne

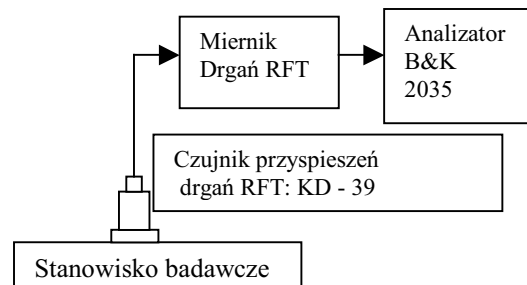
Badania prowadzono dwuetapowo [1]:

- w pierwszym etapie sprawdzono, czy drgania podpór wału nie są zaburzone przez drgania wynikające z pracy układu napędowego
- w drugim etapie badań sprawdzono na ile zmiana obrotów wału wpływa na zmianę sygnału drganiowego odbieranego z gniazd łożyskowych.

Aby ocenić na ile drgania generowane przez układ napędu mogą zakłócić drgania odbierane z podpór łożyskowego, rozprężonego z silnikiem, wału wykonano test harmoniczny. Polegał on na pomiarze przyspieszeń drgań podstawy stanowiska w miejscach mocowań podpór (lub w bezpośrednim ich sąsiedztwie) przy jednoczesnej bardzo wolnej zmianie obrotów silnika w granicach od 1000 obr/min do 6000 obr/min.

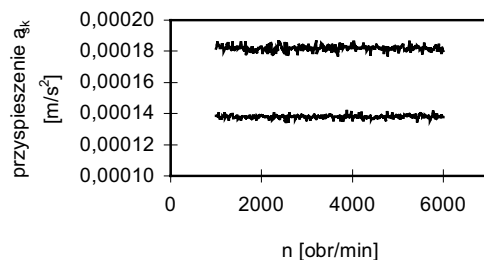
Badania powtórzono po zamocowaniu podpory ruchomej odbierając sygnał drganiowy z gniazda łożyskowego tej podpory. Natomiast w przypadku podpory stałej sygnał drganiowy odbierano z podstawy przy podporze i z jej gniazda łożyskowego.

Układ pomiarowy przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat układu pomiarowego

Wartość skuteczna przyspieszeń drgań podpory ruchomej wynosiła $0,00014 \text{ m/s}^2$ w całym badanym zakresie obrotów (rys. 3).



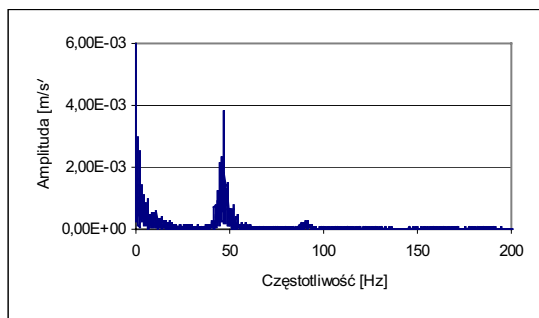
Rys. 3. Wartość skuteczna przyspieszeń drgań podpór wału w funkcji obrotów silnika [1].

W przypadku podpory stałej wartość skuteczna przyspieszeń drgań była wyższa i wynosiła $0,00018 \text{ m/s}^2$ (rys. 3). Jest to zrozumiałe z uwagi na to, że podpora stała znajdowała się bliżej jednostki napędowej.

Z przeprowadzonej analizy drgań stanowiska wynika, że drgania jednostki napędowej są niewielkie i nie zawierają składowych o znaczącej wartości amplitud a kształtując się na poziomie szumu nie powinny mieć istotnego wpływu na sygnał drganiowy odbierany z podpór wału.

Następnie wyznaczono częstotliwość drgań własnych wału.

Z badań analitycznych wynika, że pierwsza częstotliwość drgań własnych wału wynosi 47 Hz. Badania doświadczalne wykonane testem impulsowym wynik potwierdziły (rys.4)



Rys. 4. Wynik testu impulsowego wykonanego dla wału

Zgodność przyjętego modelu z układem rzeczywisty pozwala na wyznaczenie drugiej częstotliwości drgań własnych wału, która wynosi 157 Hz.

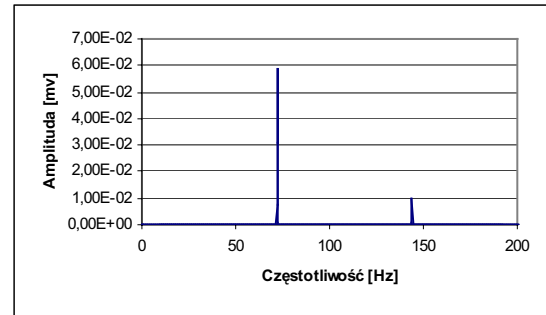
2.2. Badania podstawowe

W celu przeanalizowania, w jakim stopniu prędkość obrotowa wału ma wpływ na poziom drgań układu zmieniano obroty wału, z krokiem średnio 100 obr/min, w zakresie 1000 – 6000 obr/min tzn. w zakresie stabilnej pracy stanowiska. Przy każdej zmianie obrotów rejestrowano odbierane jednocześnie z obu podpór sygnały drganiowe. Dla zarejestrowanych sygnałów wykonano przy użyciu systemu PULSE analizy amplitudowo - częstotliwościowe. Zmiany charakteru sygnału drganiowego oceniono na podstawie wykonanych analiz stosując metodę porównawczą.

3. WYNIKI BADAŃ

Przykładowo na rysunkach 4 i 5 przedstawiono wyniki analiz dla prędkości obrotowej wału $n = 4300 \text{ obr/min}$, co odpowiada częstotliwości 72 [Hz].

Rysunek 5 przedstawia analizę amplitudowo - częstotliwościową sygnału drganiowego odbieranego z gniazda łożyska ślizgowego.

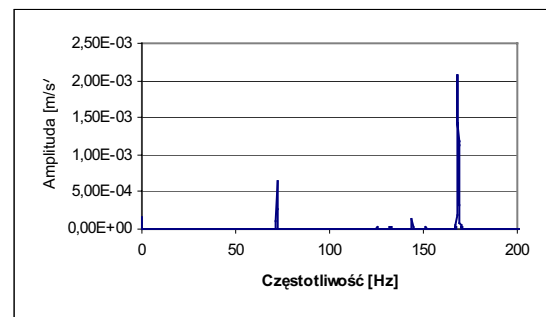


Rys.5. Analiza amplitudowo-częstotliwościowa sygnału drganiowego dla gniazda łożyska ślizgowego przy 4300 obr/min

Z przedstawionej na rysunku 5 analizy wynika, że w sygnale drganiowym występują dwie składowe:

- składowa o częstotliwości odpowiadającej prędkości wału
- składowa o częstotliwości odpowiadającej podwojonej prędkości wału.

Rysunek 6 przedstawia analizę amplitudowo-częstotliwościową sygnału drganiowego odebranego z gniazda łożyska tocznego.

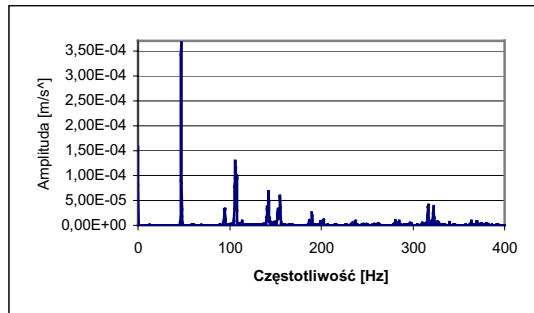


Rys.6. Analiza amplitudowo-częstotliwościowa sygnału drganiowego dla gniazda łożyska tocznego przy 4300 obr/min

Analiza amplitudowo-częstotliwościowa sygnału drganiowego odbieranego z gniazda łożyska tocznego wskazuje, że w sygnale drganiowym występują trzy składowe. Przy czym dwie pierwsze są takie same jak w przypadku łożyska ślizgowego. Trzecia składowa 168 Hz wynika z ruchu elementów tocznych [3] – częstotliwość przejścia elementu tocznego przez linię obciążenia.

Z przeprowadzonych badań (dla obrotów wału z zakresu 1000-6000 obr/min) wynika, że jej zachowanie (z uwagi na częstotliwość jak i amplitudę) jest różne, co ilustrują analizy przedstawione na rysunkach 7, 8, 9.

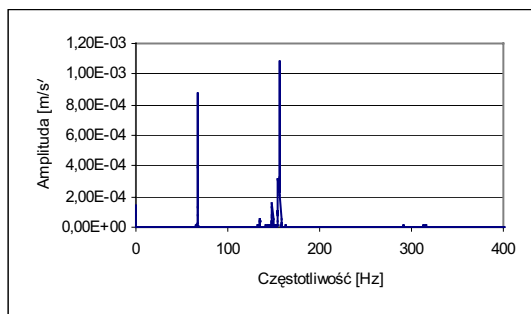
Na rysunku 7 przedstawiono analizę amplitudowo - częstotliwościową przy obrotach wału odpowiadających pierwszej częstotliwości drgań własnych wału tzn $f_0 = 47,3 \text{ Hz}$ co odpowiada $n = 2838 \text{ obr/min}$ prędkości wału.



Rys. 7. Analiza amplitudowo-częstotliwościowa sygnału drganiowego odbieranego z gniazda łożyska tocznego przy obrotach wału $n=2838$ obr/min.

Z przedstawionej na rysunku analizy wynika, że w sygnale drganiowym występują składowe odpowiadające pierwszej (47,3 Hz) i drugiej (94,6 Hz), a nie występuje składowa 110 Hz wynikająca z przejścia elementu tocznego przez linię obciążenia. Natomiast pojawia się cały szereg innych składowych. Wskazują one, że ruch elementów tocznych nie jest stabilny. Analogicznie, chociaż mniej drastycznie, zmienia się zachowanie elementów tocznych w przypadku gdy częstotliwość przejścia ich przez linię obciążenia przypada na jedną z częstotliwości drgań własnych wału.

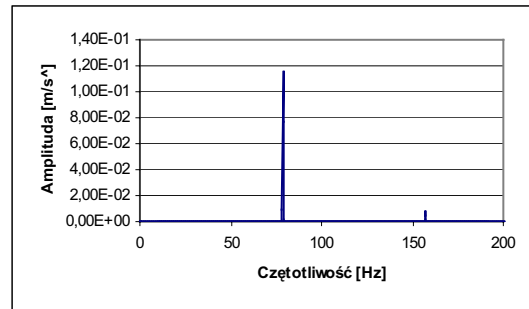
Przykładowo na rysunku 8 przedstawiono analizę amplitudowo-częstotliwościową wykonaną dla $n=4035$ obr/min prędkości wału, tj. dla prędkości wału dla której częstotliwość przejścia elementu tocznego przez linię obciążenia przypada na drugą częstotliwość drgań własnych wału.



Rys. 8. Analiza amplitudowo-częstotliwościowa sygnału drganiowego odbieranego z gniazda łożyska tocznego przy obrotach wału $n=4035$ obr/min.

Z przedstawionej na rysunku 8 analizy wynika, że w sygnale drganiowym występują dwie znaczące amplitudowo składowe: składowa wynikająca z obrotów wału (67,25 Hz) i składowa (157 Hz) odpowiadająca drugiej częstotliwości drgań własnych wału wzbudzona ruchem elementów tocznych. Poza tymi składowymi w paśmie 135 Hz – 157 Hz występują inne składowe. Pojawienie się w sygnale drganiowym innych składowych wskazuje, że częstotliwość przejścia elementów

tocznych przez linię obciążenia nie jest stała. Inaczej mówiąc elementy toczne nie chcą „pracować w obszarze rezonansów wału”. Interesującą jest analiza przedstawiona na rysunku 9, wykonana przy obrotach wału $n=4716$ obr/min.



Rys. 9. Analiza amplitudowo-częstotliwościowa sygnału drganiowego odbieranego z gniazda łożyska tocznego przy obrotach wału $n=4716$ obr/min.

Z przedstawionej powyżej analizy widać, że w sygnale drganiowym występują dwie składowe:

- składowa o częstotliwości 78,6 Hz, która odpowiada prędkości wału i jednocześnie jest pierwszą częstotliwością drgań własnych wału
- składowa o częstotliwości 157,2 Hz która odpowiada podwojonej prędkości obrotowej.

Natomiast brakuje trzeciej składowej o częstotliwości 183 Hz (częstotliwości przejścia elementów tocznych przez linię obciążenia).

Należy zwrócić uwagę, że amplitudy składowych występujących w sygnale drganiowym są sto razy wyższe w stosunku do poprzednich przypadków. Gwałtowny wzrost amplitud jak i brak składowej wynikającej z ruchu elementów tocznych świadczy, o tym że zespół elementów tocznych nie obraca się.

4. WNIOSKI

Z przedstawionych wyników badań można stwierdzić że:

- 1) Jeżeli częstotliwość przejścia elementu tocznego przez linię obciążenia łożyska jest równa częstotliwości drgań własnych wału, to ruch elementów tocznych jest niestabilny
- 2) W przypadku ruchu elementów tocznych równych prędkości obrotowej wału następuje znaczny wzrost amplitudy składowej obrotowej. Z punktu diagnostycznego jest to wskazówka do wymiany łożyska.

LITERATURA

- [1] Praca zbiorowa, Wpływ imperfekcji w wałach na ich charakterystyki oraz reakcje dynamiczne, Projekt badawczy, nr 7 TO7B 008 09, Poznań 1997
- [2] Praca zbiorowa, Diagnostyka łożysk tocznych, Wydawnictwo PAN 1980 r.

BŁĘDY W OCENIE ZDOLNOŚCI TŁUMIENIA AMORTYZATORÓW PRZY BADANIU Z WYKORZYSTANIEM WSKAŹNIKA EUSAMA

Jerzy KUPIEC, Grzegorz ŚLASKI

Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych
Politechnika Poznańska ul. Piotrowo 3
jerzy.kupiec@put.poznan.pl

Streszczenie

W artykule został poruszony problem wpływu niewłaściwego przygotowania wstępnego samochodu do stanowiskowego badania sprawności amortyzatorów na ocenę wyników, przy badaniu z wykorzystaniem wskaźnika EUSAMA. Celem jest zwrócenie uwagi na bardzo istotny i niedoceniany aspekt badania sprawności zawieszenia, które w bezpośredni sposób wpływa na bezpieczeństwo ruchu, jakim jest wstępne sprawdzenie ciśnienia w ogumieniu oraz właściwe obciążenie pojazdu. Na wstępie przedstawiono metody badania sprawności amortyzatorów z szerszym omówieniem metody EUSAMA. Jako obiekt badawczy zastosowano samochód osobowy marki Ford Escort. Do określenia wpływu obu parametrów na wynik badania stworzono model matematyczny, dla którego wykonano identyfikację parametrów równań oraz zweryfikowano poprawność jego działania na stanowisku badawczym. Przeprowadzono analizę otrzymanych wyników i określono charakterystyki zależności ciśnienia w ogumieniu i obciążenia w funkcji sprawności amortyzatorów oraz ich korelację z rzeczywistym ich stanem.

Słowa kluczowe: EUSAMA, amortyzator, ciśnienie, sprawność zawieszenia

MISTAKES IN EVALUATING DAMPING ABILITY OF SHOCK ABSORBERS IN TESTING WITH USE OF EUSAMA METHOD

Summary

This paper presents some experiments on testing the influence of tire pressures levels and body mass on evaluating shock absorbers damping performance with use of EUSAMA method. This method giving adhesion result is an indicator of overall suspension condition, not exactly shock absorber. Thus other parameters can influence damping evaluation result. This paper presents such influence of tire pressure and body mass. Article shows that EUSAM method has disadvantages and needs special attention with evaluating shock absorbers damping ability on EUSAMA adhesion result base.

Keywords: automotive, shock absorbers, damping evaluation, tire pressure.

1. WPROWADZENIE

Ocena stanu technicznego zawieszenia ma ogromne znaczenie dla właściwej eksploatacji samochodu ze względu na poważne zadania, jakie zawieszenie ma do spełnienia w zapewnieniu bezpieczeństwa i komfortu jazdy. Zatem błędy czy przeoczenia popełnione przez diagnostę podczas przeprowadzania okresowych badań technicznych, mogą prowadzić do otrzymania fałszywej informacji o stanie technicznym zawieszenia.

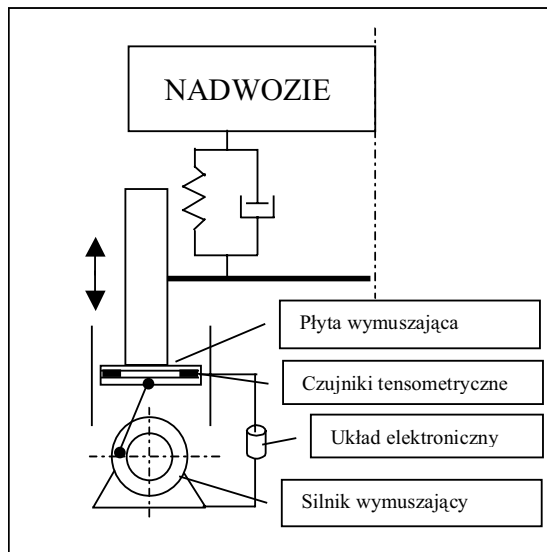
Obecnie powszechne zastosowanie w stacjach kontroli i obsługi pojazdów znalazły urządzenia do badania amortyzatorów metodą drgań wymuszonych, które działają na podstawie analizy amplitudy drgań w funkcji czasu (Boge) lub analizy siły nacisku koła na płytę stanowiska wg testu EUSAMA (standard określony 1971r. przez European Shock Absorber Manufacturers Association). W dalszej części artykułu skupiono się na metodzie drugiej, dla

której zwrócono uwagę na bardzo istotne i niedoceniane aspekty badania sprawności zawieszenia, jakimi są wstępne sprawdzenie ciśnienia w ogumieniu oraz właściwe obciążenie pojazdu.

2. PODSTAWY METODY BADANIA

Metoda EUSAMA to metoda polegająca na kinematycznym pobudzeniu koła jezdnego do drgań pionowych o stałej amplitudzie z przedziału 4 do 8 mm i częstotliwości zmieniającej się od wartości początkowej wynoszącej około 25 Hz, a więc leżącej powyżej częstotliwości rezonansowej badanego układu, do zera. Po rozpędzeniu układu wymuszającego do drgań o stałej częstotliwości początkowej, następuje wyłączenie silnika napędzającego. Płyta drga nadal z tą samą amplitudą, częstotliwość zaś maleje w tempie tym mniejszym im większy jest moment bezwładności mas wirujących i związanych z nim mas wykonujących ruch postępowy. Zamontowany w układzie czujnik i układ elektroniczny

służą do pomiaru siły nacisku koła jezdnego na płytę stanowiska. Schemat stanowiska przedstawiono na rysunku numer 1.



Rys. 1: Schemat stanowiska wykorzystującego metodę EUSAMA

Ocena stanu amortyzatorów obejmuje następujące etapy:

- pomiar statycznej siły nacisku koła na płytę najazdową N_{st} ,
- pobudzenie układu do drgań o częstotliwości powyżej najwyższej częstotliwości rezonansowej,
- wyłączenie napędu i pomiar minimalnej siły nacisku koła na płytę najazdową w trakcie drgań gasnących N_{min} .

Na podstawie zmierzonych wartości wyznaczana jest wielkość określająca skuteczność tłumienia amortyzatora tzw. wskaźnik EUSAMA określony w % jako stosunek minimalnego nacisku dynamicznego N_{min} koła pojazdu na podłoże zmierzonego w obszarze drgań rezonansowych do nacisku statycznego N_{stat} : $WE = (N_{min} / N_{st}) \times 100\%$

Wartości współczynnika WE skuteczności tłumienia amortyzatora i ich interpretacja zostały przedstawione w tabeli 1.

Tabela 1.

Ocena	Wartość WE
Bardzo dobry	$WE > 60\%$
Dobry	$40\% < WE < 60\%$
Wymaga sprawdzenia w stanie wymontowanym	$20\% < WE < 40\%$
Do wymiany	$WE < 20\%$

W celu wyeliminowania przypadków współpracy na jednej osi amortyzatorów o bardzo zróżnicowanych charakterystykach uwzględnia się dodatkowo parametr A_{max} (różnica maksymalnej amplitudy drgań amortyzatorów jednej osi). Wartości graniczne tego parametru przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2.

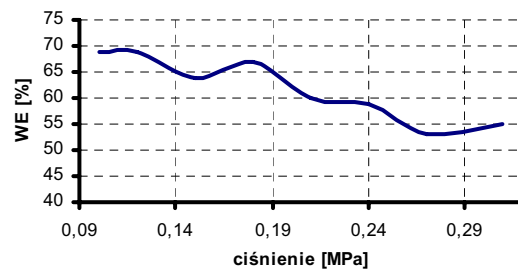
Zakres	Wartość
Niedopuszczalny	$A_{max} > 30\%$
Dopuszczalny	$15\% < A_{max} < 30\%$
optymalny	$A_{max} < 15\%$

Procentowy wynik oceny jest szybkim instrumentem diagnostycznym, który pozwala dokonać procentowej oceny jakości amortyzatorów pojazdu. Aby można było otrzymać realne wartości wyników pomiarów należy zawsze zachowywać następujące warunki:

- ciśnienie w oponach powinno być zgodne z danymi producenta z dokładnością 5%,
 - temperatura amortyzatorów nie powinna wykraczać poza zakres $0 \div 50^\circ C$,
 - przeprowadzający pomiar lub inna osoba powinna zajmować miejsce kierowcy, a poza tym w pojeździe nie może znajdować się żaden ładunek,
 - wszystkie hamulce powinny być zwolnione, a dźwignia biegów znajdować się w pozycji neutralnej,
 - koła powinny być ustawione do jazdy na wprost.
- Takie kryteria dla samochodów osobowych w Polsce ustalił Instytut Transportu Samochodowego.

3. BADANIA

Przeprowadzone badania miały na celu określenie wpływu dwóch parametrów na wynik badania amortyzatorów uzyskany metodą EUSAMA. Tymi parametrami były ciśnienie w ogumieniu i obciążenie osi badanej.

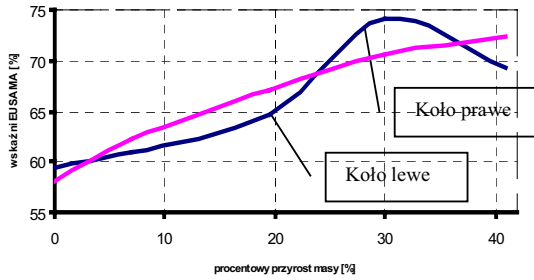


Rys. 2: Przebieg zmian wskaźnika EUSAMA w funkcji ciśnienia w ogumieniu.

Dla samochodu osobowego Ford Escort kombi z silnikiem 1,6 16V z 1999 roku przeprowadzono dwa cykle badań sprawności amortyzatorów osi tylnej. W samochodzie tym zastosowano ogumienie Dębica Presto 185/60 R14.

Pierwszy cykl badań przeprowadzono dla stałego obciążenia nominalnego pojazdu przy wykonywaniu zmiany ciśnienia w oponach od 0,31 do 0,10 MPa co 0,03 MPa. Wyniki pomiarów przedstawiono na rysunku nr 2.

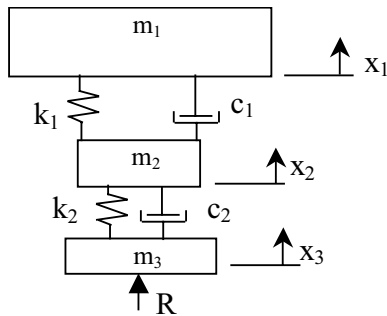
W drugim cyklu przeprowadzono badania przy zmiennym obciążeniu pojazdu i stałym ciśnieniu w oponach 0,18 MPa. Przeprowadzone zostały po trzy pomiary przy każdym z pięciu obciążeń. Obciążenia zmieniano od wartości nominalnej 534 kg do wartości odpowiadającej przyrostowi obciążenia o 41% (753 kg) dla tylnej osi pojazdu. Wyniki tego cyklu przedstawiono na rysunku nr 3.



Rys. 3: Wykres zmian wskaźnika EUSAMA w funkcji przyrostu masy

4. MODELOWANIE

W celu umożliwienia określenia badanych zależności dla większej ilości pojazdów o różnych parametrach charakteryzujących ich zawieszenia stworzono model ćwiartki samochodu (zawieszenia jednego koła) z układem wymuszającym. Budowę modelu przedstawiono na rysunku 4.



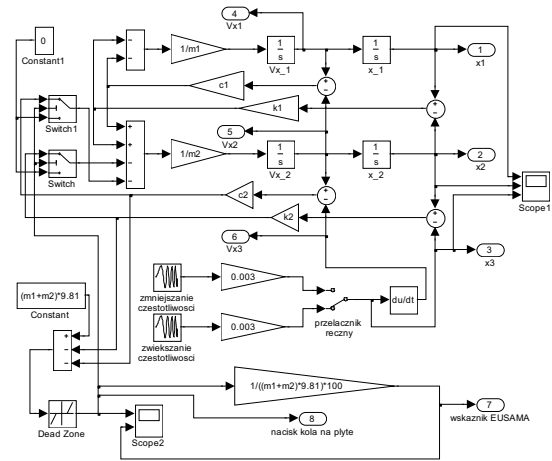
Rys. 4: Sposób zamodelowania układu zawieszenia badanego pojazdu

Wielkości charakteryzujące model to m_1 – masa resorowana (1/2 masy nadwozia przypadającej na oś badaną), m_2 – masa nieresorowana (koło z elementami wodzącymi), m_3 – masa płyty wymuszającej, k_1 – sztywność elementów sprężystych zawieszenia, k_2 – sztywność opony, c_1 – tłumienie zawieszenia pojazdu, c_2 – tłumienie opony x_1, x_2, x_3 – przemieszczenia, R – reakcja płyty na wymuszenie od koła pojazdu.

Równania ruchu dla modelowanego układu można zapisać w następujący sposób:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) &= 0 \\
 m_2 \ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_2(x_2 - x_3) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) &= 0 \\
 m_3 \ddot{x}_3 - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - k_2(x_2 - x_3) + R &= 0
 \end{aligned}$$

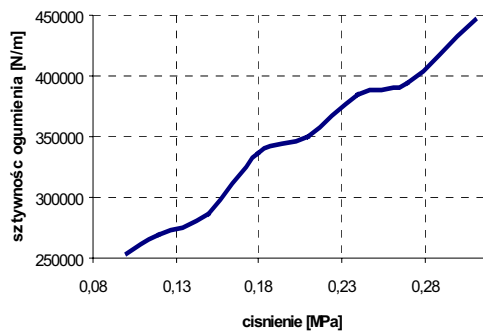
Na podstawie powyższych równań został zbudowany model matematyczny zapisany w środowisku MatLab Simulink. Do wygenerowania wymuszenia jednakowego z wymuszeniem stanowiska pomiarowego wykorzystano blok generujący sygnał sinusoidalny o stałej amplitudzie i o wzrastającej lub malejącej częstotliwości. Wielkość amplitudy może być zmieniana przy pomocy odpowiedniego bloku jednak ze względu na jej stałą wartość dla metody EUSAMA została ona ustawiona na 3 [mm] natomiast częstotliwość wzrastała od 0 do 25 [Hz]. Budowę modelu przedstawia rysunek 5.



Rys. 5: Schemat modelu zawieszenia pojazdu wraz ze stanowiskiem wymuszającym.

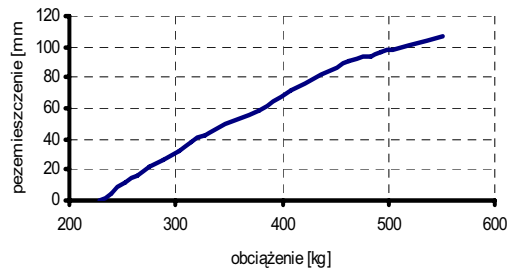
5. IDENTYFIKACJA PARAMETRÓW

W celu zidentyfikowania parametrów modelu wykonano szereg badań mających na celu określenie rzeczywistych wartości parametrów masowych, sztywności i tłumienia poszczególnych układów.



Rys. 6: Przebieg zmian sztywności opony o rozmiarze 185/60 R14 w funkcji ciśnienia powietrza.

Na podstawie przeprowadzonej próby obciążania opony znaną siłą ustalono średnią jej sztywność dla ciśnienia nominalnego 0,18 [MPa] $k_2 = 336000$ [N/m] oraz wyznaczono zmianę sztywności opony w funkcji ciśnienia.



Rys. 7: Charakterystyka tylnego zawieszenia badanego pojazdu.

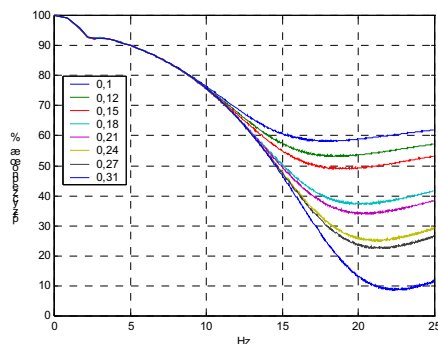
Uzyskaną charakterystykę sztywności opony przedstawiono na rysunku nr 6. Podobną próbę przeprowadzono w celu określenia sztywności

zawieszenia wykres doświadczalny z próby przedstawiono na rysunku nr 7. Ostatecznie ustalono wartość sztywności zawieszenia $k_1 = 28500$ [N/m].

6. WYNIKI

W wyniku przeprowadzonych badań eksperymentalnych i symulacyjnych określono następujące zachowanie badanego układu:

- za spadek siły nacisku koła na nawierzchnię płyty (równoznaczne z naciskiem koła na nawierzchnię drogi) odpowiadają drgania rezonansowe masy nieresorowanej (koła) w przedziale około 10-15 Hz,
- drgania koła w obszarze rezonansowym tłumione są głównie przez amortyzator – to jest podstawą oceny jego sprawności,
- siła przyczepności koła do nawierzchni jest też zależna od tłumienia i sprężystości opony i im większa jest sprężystość opony tym mniejsze amplitudy drgań koła powodują większe spadki nacisku koła na nawierzchnię drogi. Sztywność opony zwiększająca się wraz ze wzrostem ciśnienia jest więc istotnym czynnikiem wpływającym na dynamiczne naciski koła. Ilustruje to rysunek wskazujący, że błąd polegający na zbadaniu stanu zawieszenia dla nieobciążonego samochodu z oponami napompowanymi dla ciśnienia nominalnego dla samochodu obciążonego - tj. ciśnienie 0,31 MPa dla samochodu z bagażem i 5 osobami, daje błąd równy ok. 25 %. Wyniki badań eksperymentalnych błąd ten szacują na 15 %. Rozbieżność ta wynika z przyjęcia do symulacji bardzo uproszczonego modelu opony.

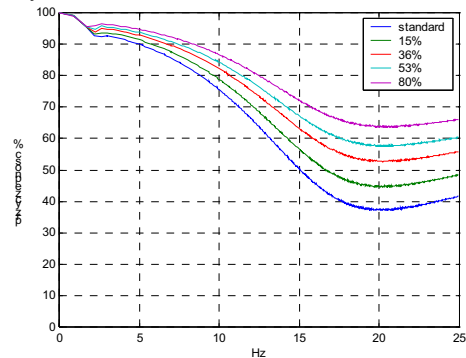


Rys. 8: Zmiany przyczepności koła do nawierzchni w funkcji zmian ciśnienia w ogumieniu, wartości ciśnienia podano w MPa

- w przypadku przyrostu obciążenia ze względu na zwiększenie siły oddziaływującej na koło od strony sprężyny zawieszenia obserwujemy zmniejszenie amplitudy drgań koła. Skutkiem tego jest uzyskiwanie większych wartości wskaźnika EUSAMA – dla zwiększenia masy do ok. połowy granicy masy dopuszczalnej - ok. 50% uzyskujemy w wyniku badań symulacyjnych zwiększenie tego współczynnika ok. 17% a dla badań eksperymentalnych o ok. 13 %. Zależność tą przedstawiono na rysunku 9

W wyniku badań przeprowadzonych na innych pojazdach zaobserwowano także inny wpływ

obciążenia pojazdu. W przypadku amortyzatorów o znacznym stopniu zużycia dla pojazdu bardzo lekkiego (furgon) na tylnej osi uzyskiwano bardzo dobre wartości wskaźnika tłumienia natomiast przy obciążeniu masą dopuszczalną uzyskano wynik poniżej 40%. Świadczy to o nieliniowej charakterystyce pogarszania się tłumienia amortyzatora.



Rys. 9: Zmiany przyczepności koła do nawierzchni w zależności od obciążenia.

Konkluzją przedstawionych badań i płynących z nich wniosków są dwa postulaty:

- konieczne jest uświadomienie pracowników obsługujących stanowiska kontroli amortyzatorów zabudowanych w pojeździe o wpływie różnych innych czynników poza stanem amortyzatora, na uzyskiwany wynik wskaźnika EUSAMA zarówno w sensie polepszania wyniku jak i jego pogarszania.
- wykonane badania eksperymentalne wykazują niedoskonałość dotychczas istniejących na rynku metod badania stanu amortyzatorów i powinno stać się to przyczynkiem do dalszego ich rozwoju i doskonalenia.

LITERATURA

- [1] Lozia Z., Badania kontrolne samochodów, praca zbiorowa, W.K.i Ł. Warszawa 2000 rok.
- [2] Sobolewski W., Ford Eskort i Orion, W.K.i Ł., Warszawa 1998 rok.
- [3] Mrozek B., Mrozek Z., Matlab 5.x Simulink 2.x poradnik użytkownika, PLJ Warszawa 1998r.



mgr inż. Jerzy Kupiec
asystent



dr inż. Grzegorz Ślaski
adiunkt

Zakład Pojazdów Samochodowych i Transportu
Drogowego Politechniki Poznańskiej