

DIAGNOZA - GENEZA - PROGNOZA => PODSTAWA KAŻDEJ DECYZJI

Polskie
Towarzystwo
Diagnostyki
Technicznej

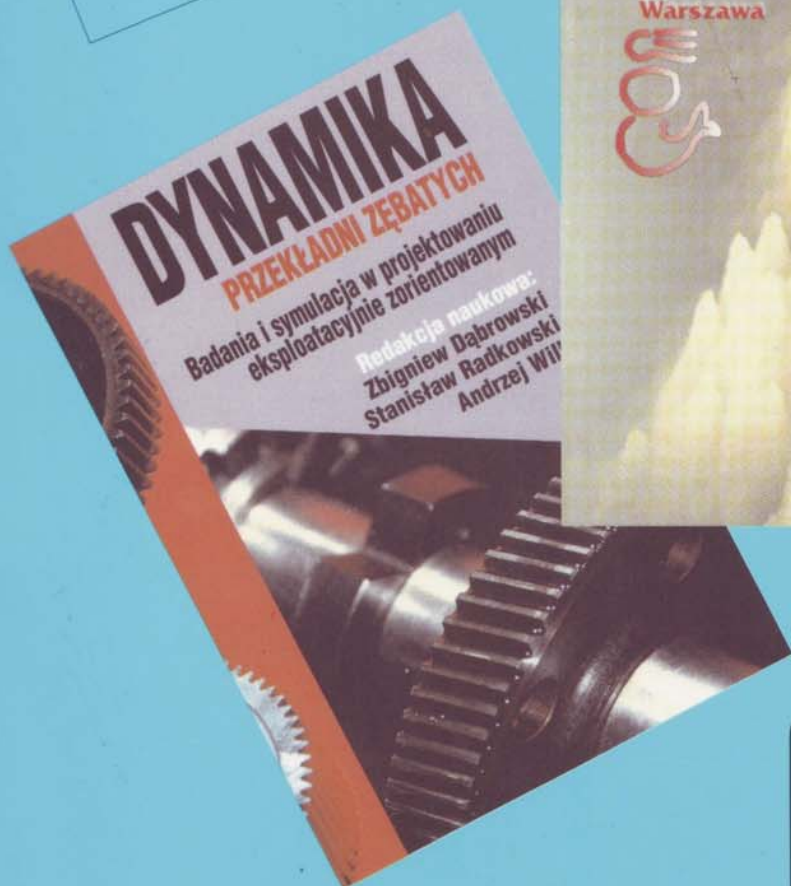
afiliowane przy
Wydziale Nauk
Technicznych
Polskiej
Akademii
Nauk

Diagnostyka

ISBN 83-902022-0-5

VOL.23
2000 r.

1000 - Otwarte Seminarium
Zakładu Dynamiki
i Wibroakustyki
Systemów IMS
Politechniki Poznańskiej
s.5



Wydano przy współpracy

Instytutu Inżynierii Mechanicznej
Uniwersytetu Warmińsko - Mazurskiego
i
Instytutu Mechaniki Stosowanej
Politechniki Poznańskiej

II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej

19-22 września 2000 r.

Warszawa

Diagnostyka 2000

Stanisław Radkowski

W dniu 19-22 września b.r. odbył się II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej na Politechnice Warszawskiej, którego organizatorem byli: Politechnika Warszawska, AGH w Krakowie, Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej oraz Zespół Diagnostyki SPE KBM PAN.

Międzynarodowy Komitet Naukowy:

Czesław CEMPEL - Poland - Przewodniczący
Malcolm J. CROCKER - USA
Igor BALLO - Czech Republic
Dieter BARSCHDORFF - Germany
Wojciech BATKO - Poland
Roland BIGRET - France
Simon BRAUN - Israel
Roger CHERALIER - France
Giorgio DALPIAZ - Italy
Zbigniew DĄBROWSKI - Poland
Zbigniew ENGEL - Poland
Tony HOPE - Great Britain

Nezu KIKOU - Japan
Gottfried MELTZER - Germany
Agnes MUSZYŃSKA - USA
Hans G. NATKE - Germany
Zbigniew OSIŃSKI - Poland
Bob RANDALL - Australia
Ray RAO - Great Britain
Menad SIDAHMED - France
Asia G. SOKOLOVA - Russia
Carl TALBOTT - USA
Herman van der AUWERAER - Belgium
Maurice WHITE - Norway
Alexander YAVLENSKY - Russia

Komitet Organizacyjny:

Stanisław RADKOWSKI - Przewodniczący, Zenon ORŁOWSKI - Wiceprzewodniczący, Stefan TOMASZEK - Sekretarz, Piotr KLECZKOWSKI, Jan KOTOWSKI, Andrzej PIĘTAK, Jacek WIERZBICKI, Paweł LITWA.

Rada Programowa:

Przewodniczący: Wojciech BATKO i Zbigniew DĄBROWSKI; Jan A. ADAMCZYK, Walter BARTELMUS, Lesław BĘDKOWSKI, Alfred BRANDOWSKI, Adam CHARCHALIS, Wojciech CHOLEWA, Andrzej CHUDZIKIEWICZ, Stanisław DROBNIAK, Janusz GARDULSKI, Jerzy GIRTNER, Jerzy KISIŁOWSKI, Jan KICIŃSKI, Józef KORBICZ, Jan M. KOŚCIELNY, Janusz KOWAL, Zdzisław KOWALCZUK, Jerzy KRZYŻANOWSKI, Włodzimierz KURNIK, Jerzy LEWITOWICZ, Adam LIPOWCZAN, Adam MAZURKIEWICZ, Ryszard MICHAŁSKI, Jarosław MIKIELEWICZ, Roman MORAWSKI, Jerzy MOTYLEWSKI, Stanisław NIZIŃSKI, Zenon ORŁOWSKI, Stanisław RADKOWSKI, Zbigniew SMALKO, Józef SZALA, Jan SZLAGOWSKI, Ryszard TADEUSIEWICZ, Tadeusz UHL, Zbigniew WALCZYK, Andrzej WILK, Bolesław WOJCIECHOWICZ, Bogdan ŻÓŁTOWSKI.

W przekonaniu zarówno gości, obserwatorów jak i uczestników, Kongres był ważnym wydarzeniem dla środowiska naukowo-technicznego, zajmującego się diagnostyką techniczną i zakończył się merytorycznym i organizacyjnym sukcesem.

W ciągu 4 dni obrad przedstawiono 34 referaty zaproszone oraz zaprezentowano około czterdziestu nadesłanych prac. Tematyka Kongresu została przedstawiona opinii publicznej w trzech relacjach telewizyjnych, a w uroczystości otwarcia Kongresu wzięło udział ponad 500 uczniów klas maturalnych ze szkół województwa Mazowieckiego.

Zaprezentowane zostały nowe metody oceny stanu technicznego i wykrywania uszkodzeń charakteryzujące się śmiałym i niekonwencjonalnym podejściem do nierozwiązanych do tej pory problemów. Przykładem może być zastosowanie *sztucznych sieci neuronowych (sztucznej inteligencji)* w budowie diagnostycznych systemów doradczych.

Innymi ciekawymi zagadnieniami były nowe sposoby predykcji stanu, w tym *kreowania scen dynamicznych* poprzez wizualizację ściśle matematycznych zależności w postaci zbliżonej do sposobów "ludzkiego" poznania. Zaprezentowano również prace z zakresu diagnostyki obiektów podwodnych, oceny stanu na odległość (zastosowanie telematyki) oraz wykrywania zmęczeniowych stanów przedawaryjnych w obiektach wysokiego ryzyka (samoloty, śmigłowce i szybkie pociągi).

Poniżej przedstawiono autorów i tytuły prac zamówionych na Kongres. Treści wygłoszonych referatów zamówionych można znaleźć w I tomie materiałów Kongresu (INVITED PAPERS), natomiast streszczenia pozostałych prac zostały opublikowane w II tomie zatytułowanym ABSTRACTS. Istnieje również możliwość zamówienia materiałów konferencyjnych w formie zapisu elektronicznego na CD. W tej sprawie należy kontaktować się z organizatorami Kongresu: Instytut Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej – Laboratorium Wibroakustyki, ul. Narbutta 84, 02-584 Warszawa, tel.: (022) 660-82-76, e-mail: vibro@simr.pw.edu.pl

Autorzy i tytuły referatów zamówionych na II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej

Czesław CEMPEL - LIFE DYNAMICS AND CONDITION MONITORING OF MECHANICAL SYSTEMS IN OPERATION; *Zbigniew OSIŃSKI* MIEJSCE DIAGNOSTYKI TECHNICZNEJ W SYSTEMACH PROJEKTOWANIA; *Zbigniew DĄBROWSKI* - SYMPTOMY NIELINIOWE W DIAGNOSTYCE TECHNICZNEJ; *Jan KICIŃSKI* - DIAGNOSTYKA WEDŁUG MODELU WĘZŁÓW ŁOŻYSKOWYCH; *Andrzej CHUDZIKIEWICZ*, *Stanisław RADKOWSKI*, *Tadeusz UHL* - PROBLEMY DIAGNOZOWANIA POJAZDÓW SZYNOWYCH; *Andrzej WILK*, *Henryk MADEJ*, *Bogusław ŁAZARZ* - DIAGNOSTYKA EKSPLOATACYJNA PRZEKŁADNI ZORIENTOWANA NA WYKRYWANIE LOKALNYCH USZKODZEŃ KÓŁ ZĘBATYCH; *Jan Maciej KOŚCIELNY*, *Michał SYFERT* - ANALIZA WŁASNOŚCI ALGORYTMÓW DIAGNOSTYCZNYCH BAZUJĄCYCH NA LOKALNYCH I GLOBALNYCH MODELACH; *Ryszard TADEUSIEWICZ* - SIECI NEURONOWE JAKO WCIAŻ JESZCZE NIE W PEŁNI WYKORZYSTANE NARZĘDZIE DIAGNOSTYKI; *Marian Witalis DOBRY* - PODSTAWY TEORETYCZNE UOGÓLNIONEJ – ENERGETYCZNEJ DIAGNOSTYKI STRUKTUR MECHANICZNYCH I SYSTEMÓW BIOMECHANICZNYCH; *Józef KORBICZ* - OPTIMALIZACJA MODELOWANIA NEURONOWEGO W DIAGNOSTYCE PROCESÓW; *Wojciech CHOLEWA* - BAZY DANYCH W DIAGNOSTYCE TECHNICZNEJ; *Zbigniew CZAJA*, *Romuald ZIELONKO* - METODA DIAGNOSTYKI UKŁADÓW ELEKTRONICZNYCH BAZUJĄCA NA PRZEKSZTAŁCENIU BILINIOWYM W PRZESTRZENIACH 3D I 4D; *Robert Bond RANDALL* - RESEARCH INTO MACHINE DIAGNOSTICS AT THE DSTO CENTRE OF EXPERTISE IN VIBRATION ANALYSIS; *Carlos Maurice TALBOTT* - DIAGNOSIS AND PROGNOSIS OF HIGH-POWER ELECTRIC SUBMERSIBLE PUMPS; *Alexander YAVLENSKY*, *Alexander ELPERIN*, *Alexander MELNIKOV* - TECHNICAL FACILITIES FOR DIAGNOSING OF TRIBOSYSTEMS; *Tadeusz UHL*, *Tomasz BARSZCZ*, *Lucjan MIĘKINA* - THE ROLE OF SOFTWARE ENGINEERING IN MONITORING AND DIAGNOSTICS OF MACHINERY; *Bogdan ŻÓLTOWSKI* - TRENDY ROZWOJOWE W DIAGNOSTYCE MASZYN; *Ryszard MICHAŁSKI* - ROZWÓJ DIAGNOSTYCZNYCH SYSTEMÓW STEROWANIA EKSPLOATACJĄ MASZYN ROLNICZYCH; *Lestaw BĘDKOWSKI*, *Tadeusz DĄBROWSKI* - WYBRANE ZAGADNIENIA DIAGNOZOWANIA SYSTEMÓW ANTROPOTECHNICZNYCH W OPARCIU O KRYTERIA POTENCJAŁOWE; *Jerzy GŁUCH*, *Jerzy KRZYŻANOWSKI* - DIAGNOZOWANIE URZĄDZEŃ O NIEPEŁNYCH DANYCH POMIAROWYCH W ZŁOŻONYCH SYSTEMACH ENERGETYCZNYCH; *Wojciech MOCZULSKI* - METHODOLOGY OF AQUISITION OF DIAGNOSTIC KNOWLEDGE ON MACHINERY; *Jerzy LEWITOWICZ* - WSPÓŁCZESNE PROBLEMY DIAGNOSTYKI SAMOLOTÓW I ŚMIGŁOWCÓW; *Zenon ORŁOWSKI*, *Tomasz GAŁKA* - DIAGNOZOWANIE UKŁADÓW PRZEPLYWOWYCH TURBIN PRACUJĄCYCH W WYSOKICH TEMPERATURACH; *Dorota KOZANECKA*, *Zbigniew KOZANECKI*, *Tomasz LECH* - AKTYWNE STEROWANIE DRGANIAMI GIĘTKIEGO WIRNIKA Z ŁOŻYSKIEM MAGNETYCZNYM; *Andrzej PIĘTAK* - DIAGNOZOWANIE SILNIKÓW SPALINOWYCH; *Janusz GARDULSKI* - SYMPTOM WIBROAKUSTYCZNY JAKO MIARA DIAGNOSTYCZNA STANU TECHNICZNEGO AMORTYZATORÓW SAMOCHODÓW; *Walter BARTELMUS* - HIGH POWER GEARBOX DIAGNOSTICS SOLUTIONS AND PROBLEMS; *Adam CHARCHALIS* - DIAGNOZOWANIE SIŁOWNI ORAZ SPECJALISTYCZNEGO SPRZĘTU EKSPLOATOWANEGO

NA OKRĘTACH MARYNARKI WOJENNEJ RP; *Piotr BIELAWSKI* - TRENDY W DIAGNOZOWANIU OKRĘTOWYCH SYSTEMÓW NAPĘDOWYCH; *Józef PASKA, Grzegorz PARCIŃSKI* - WSKAŹNIKI NIEZAWODNOŚCIOWE I EKSPLOATACYJNE KRAJOWYCH BLOKÓW ENERGETYCZNYCH; *Jerzy MOTYLEWSKI, Bogdan WIŚLICKI, Kazimierz KRAWCZYK* - ZASTOSOWANIE METODY FOTOAKUSTYCZNEJ DO DIAGNOSTYKI EKSPLOATACYJNEJ MASZYN I URZĄDZEŃ TECHNICZNYCH; *Jerzy KISIŁOWSKI, Marek KISIŁOWSKI, Stanisław RADKOWSKI* - ZASTOSOWANIE DIAGNOSTYKI TECHNICZNEJ W OCENIE POZIOMU RYZYKA W UBEZPIECZENIACH MAJĄTKOWYCH; *Jan ADAMCZYK, Witold CIOCH, Piotr KRZYWORZEKA* - METODY INTELIGENTNE W OCENIE RYZYKA WYSTĄPIENIA ZDARZEŃ KATASTROFICZNYCH; *Alfred BRANDOWSKI, Jerzy GIRTLEK* - METODY DIAGNOSTYCZNE W NAUCE O BEZPIECZEŃSTWIE ; *Wojciech BATKO, Andrzej MIKULSKI* - ZASTOSOWANIE ANALIZY FALKOWEJ W ZAGADNIENIACH OCENY BEZPIECZEŃSTWA LIN GÓRNICZYCH.

Zbigniew Korczewski
**IDENTYFIKACJA PROCESÓW GAZODYNAMICZNYCH
W ZESPOLE SPRĘŻARKOWYM OKRĘTOWEGO
TURBINOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO**
Rozprawa habilitacyjna

Praca dotyczy zastosowania metod symulacji komputerowej w diagnostyce okrętowych turbinowych silników spalinowych. W opracowaniu przeprowadzono identyfikację procesów nieustalonych (akceleracji i deceleracji) realizowanych w kanałach przepływowych silnika jednowirnikowego i trójwirnikowego. Zbudowano model matematyczny zespołu sprężarkowego silnika ukierunkowany na cele diagnostyczne. Przedstawiono metodę matematycznego wyznaczania parametrów diagnostycznych zespołu sprężarkowego wybranego typu silnika trójwirnikowego. Zaprezentowano sposoby modelowania stanów niezdatności eksploatacyjnej rozpatrywanego układu oraz wytypowane wyniki symulacji komputerowej procesu akceleracji. Przeprowadzono minimalizację opracowanego zbioru parametrów diagnostycznych z wykorzystaniem funkcji entropii. Pozwoliło to w rezultacie na opracowanie metodyki diagnozowania zespołu sprężarkowego na podstawie badań przebiegu procesu akceleracji silnika. Stanowi ona istotne uzupełnienie „Bazowego Systemu Diagnostycznego” wdrożonego do systemu eksploatacji okrętów Polskiej Marynarki Wojennej.

Praca zawiera: 163 strony, 103 rysunki, 10 tabel, 112 pozycji bibliograficznych.

Kolokwium habilitacyjne przeprowadzono na Wydziale Mechanicznym Wojskowej Akademii Technicznej w Warszawie. Stopień naukowy doktora habilitowanego nauk technicznych w zakresie Budowy i Eksploatacji Maszyn, specjalność: Eksploatacja i Diagnostyka Siłowni Okrętowych, został zatwierdzony przez CK ds. Tytułu Naukowego i Stopni Naukowych w dniu 28.02.2000 r.

Szczegółowe informacje dotyczące pracy można uzyskać u Autora:

Kmdr dr hab. inż. Zbigniew Korczewski
Komendant Instytutu Technicznej Eksploatacji Okrętów
Wydział Mechaniczno – Elektryczny
Akademia Marynarki Wojennej
ul. Śmidowicza 69
81-103 Gdynia

JUBILEUSZOWE TYSIĄCZNE
OTWARTE SEMINARIUM
ZAKŁADU DYNAMIKI I WIBROAKUSTYKI
SYSTEMOW

Instytut Mechaniki Stosowanej

Politechniki Poznańskiej

Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania

Referaty 1000. Seminarium

Polsko – Niemieckie Centrum Akademickie Politechniki Poznańskiej

Poznań, 6 listopada 2000 rok

Komitet Honorowy
Jubileuszowego Tysięcznego Otwartego Seminarium
Zakładu Dynamiki i Wibroakustyki Systemów

J.M. Rektor Politechniki poznańskiej
Prof. dr hab. Jerzy DEMBCZYŃSKI

Dziekan Wydziału Budowy Maszyn i Zarządzania
Prof. dr hab. inż. Adam HAMROL

Dyrektor Instytutu Mechaniki Stosowanej
Doc. dr hab. inż. Waław SZYC

Komitet Organizacyjny

Dr hab. inż. Marian W. DOBRY - Przewodniczący

Dr Janina KOWALAK - Sekretarz

Dr Zdzisław GOLEC - Członek

Dr inż. Roman BARCZEWSKI - Członek

Spis treści

1. Wprowadzenie	9
2. Rys historyczny Otwartego Seminarium <i>Janina KOWALAK, Zdzisław GOLEC</i>	9
3. Sylwetka Przewodniczącego Seminarium prof. Czesława CEMPLA <i>Marian W. DOBRY</i>	12
4. Od równania Duffing'a do Rozkładu Względem Wartości Szczególnych; '1000. raz naukowo'; Osobiste spojrzenie na Seminaria w Zespole Dyna- miki i Wibroakustyki Systemów <i>Czesław CEMPEL</i>	13
5. Referaty Tysiącznego Jubileuszowego Seminarium	15
1. <i>Roman BARCZEWSKI</i> Diagnostowanie układów na podstawie analizy zmian krzywej szkieletowej uzyskiwanej metodą STFT-AFC	15
2. <i>Wojciech CHOLEWA</i> Proces wnioskowania diagnostycznego jako poszukiwanie rów- nowagi w sieci stwierdzeń	19
3. <i>Marian W. DOBRY</i> Podstawy zaawansowanej diagnostyki energetycznej systemów mechanicznych i biomechanicznych	23
4. <i>Maria GOLEC</i> Diagnostyka procesu krzepnięcia odlewów ze stopów metali me- todą emisji akustycznej	27
5. <i>Zdzisław GOLEC</i> Zagadnienie eliminacji drgań mechanicznych - podejście ener- getyczne	31
6. <i>Adam HAMROL</i> Miejsce diagnostyki technicznej w sterowaniu jakością procesów obróbki mechanicznej	35
7. <i>Adam HAMROL, Paweł TWARDOWSKI</i> Wykorzystanie sygnału drgań do prognozowania błędu kształtu przy toczeniu stali zahartowanej	41
8. <i>Henryk KAŻMIERCZAK</i> Model rozptywu energii w systemach mechanicznych	45
9. <i>Janina KOWALAK</i> Modelowanie drgań węzła łożyskowego	49

10.	<i>Ryszard MICHALSKI</i> Diagnostyczny system sterowania eksploatacją maszyn rolniczych 53
11.	<i>Jan MONIETA</i> Diagnostyka wibroakustyczna układów wtryskowych silników okrętowych 57
12.	<i>Zenon ORŁOWSKI, Tomasz GAŁKA</i> Procesor energii w energetyce 61
13.	<i>Jerzy OSIŃSKI</i> Modelowanie dynamiki maszyn z zastosowaniem metody elementów skończonych 65
14.	<i>Franciszek SORDYL, Igor SORDYL</i> Identyfikacja własności dynamicznych obiektów realizowana w ramach diagnostyki technicznej 69
15.	<i>Franciszek TOMASZEWSKI, Jerzy KWAŚNIKOWSKI</i> Badanie związków pomiędzy uszkodzeniami silnika spalinowego a sygnałem diagnostycznym 73
16.	<i>Jerzy TOMASZEWSKI</i> Model rozwoju pittingu dla potrzeb diagnostyki w przekładniach zębatych 77
17.	<i>Henryk TYLICKI, Jacek RÓŻYCKI</i> Metodologia badania wrażliwości prognozy stanu technicznego maszyn 81
18.	<i>Tadeusz UHL</i> Zastosowanie analizy modalnej w diagnostyce maszyn 87
19.	<i>Tadeusz ZIEBAKOWSKI</i> Konstrukcja charakterystyk dźwięku „mało wrażliwych” na transformacje nieliniowe. 93
20.	<i>Bogdan ŻÓŁTOWSKI</i> Analiza modalna w diagnozowaniu przekładni zębatej 97
6.	Aktualny skład personalny Zakładu Dynamiki i Wibroakustyki Systemów 102
7.	Zakończenie 104

WPROWADZENIE

Niniejsza pozycja poświęcona jest Jubileuszowemu Tysiącnemu Otwartemu Seminarium Zakładu Dynamiki i Wibroakustyki Systemów prowadzonemu przez Prof. zw. dr hab. Czesława CEMPLA - Kierownika Zakładu.

Tysiączne Otwarte Seminarium Naukowe skłania do refleksji, do zastanowienia się jaką rolę odgrywało i ciągle odgrywa w doskonaleniu naszego poziomu naukowego i w otwartej wymianie naszych doświadczeń naukowych w dziedzinie dynamiki, wibroakustyki i diagnostyki systemów. W jego ponad trzydziestoletniej historii zanotować można było szereg istotnych referatów inspirujących do pogłębienia badań lub rozpoczęcia opracowywania zupeł-

nie nowych zagadnień. Seminarium to pełniło zawsze forum często pierwszej prezentacji jeszcze nie do końca uporządkowanych hipotez naukowych, nowych spostrzeżeń z prowadzonych prac naukowych i wymiany poglądów na temat nowych zjawisk fizycznych opisywanych po raz pierwszy. Na nim można było uzyskać istotne merytorycznie uwagi pomagające lepiej sformułować główne cele prowadzonych prac. Atmosfera seminarium sprzyjała zawsze rzetelnemu przedstawieniu referatu, w zamian za co prelegent mógł i może liczyć na życzliwe uwagi Przewodniczącego Seminarium oraz zebranych na nim specjalistów często z różnych ośrodków krajowych i zagranicznych

Historia seminariów w Zespole Profesora Czesława CEMPLA

Z okazji jubileuszowego 1000 Seminarium należy przypomnieć okoliczności zapoczątkowania seminarium oraz dokonać przeglądu problemów i tematów prezentowanych na tych seminariach. Były one ściśle związane ze zmianami organizacyjnymi zachodzącymi w Politechnice Poznańskiej (krótkie kalendarium przemian podano w zakończeniu niniejszej prezentacji).

Inicjatorem naszych spotkań naukowych był w 1968 roku – zaraz po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych – Profesor Czesław CEMPEL.

Pierwotnie nasze seminaria miały charakter szkoleniowy, a celem ich było zapoznanie młodych pracowników nauki z nowymi metodami rozwiązywania zagadnień nieliniowych. W owym czasie w nieliniowości upatrywano przyczynę rozbieżności wyników badań modelowych z wynikami uzyskiwanymi z układów rzeczywistych. Z tej też przyczyny w tamtym okresie nastąpił dynamiczny rozwój metod przybliżonego rozwiązywania nieliniowych układów równań różniczkowych.

Drugą grupę tematyczną seminariów szkoleniowych stanowiły zagadnienia związane z modelowaniem układów mechanicznych (zasady modelowania, metody wyznaczania parametrów modeli – analityczne i doświadczalne) oraz metody minimalizacji drgań i hałasu. Zdobyte na tych seminariach wiadomości zostały wykorzystane przez naszych pracowników do prowadzonych przez nich badań układów mechanicznych takich jak: układy belkowe, kratowe, eliminatory.

Kolejną grupą tematów seminaryjnych były tematy związane z weryfikacją modeli, do których realizacji niezbędne były wiadomości z zakresu sposobu pomiaru i analizy sygnału drgań (dyskryminanty amplitudowe i częstotliwościowe oraz dyskryminanty funkcyjne: widmo amplitudowo – częstotliwościowe, widmo fazowo-częstotliwościowe,

widmo wzajemne, funkcje korelacji, funkcje koherencji, funkcje rozkładu prawdopodobieństwa amplitud)

Z biegiem czasu problematyka tematów seminaryjnych poszerzyła się zarówno ze względu na obiekty badane (takie, jak: belki z imperfekcjami, młotki pneumatyczne, łożyska toczne, wibroizolatory, tłumiki, przekładnie zębate, silniki elektryczne, obrabiarki, maszyny wirnikowe, eliminatory drgań – kołowy, śrutowy, uderzeniowy, synchroniczny) jak i na metody badawcze (numeryczna symulacja zachowań badanych obiektów, nowe techniki cyfrowej obróbki sygnałów).

Należy podkreślić, że zawsze uprzywilejowane miejsce miały tematy, których autorzy w swoich badaniach wykorzystywali najnowsze metody badawcze. Taki charakter seminariów związany był ściśle z osobą prowadzącego seminarium – Profesora Czesława CEMPLA. Jego otwartość i zainteresowania wszelkiego typu nowościami technicznymi (rozumianymi w szerokim sensie) sprzyjały ciągłym zmianom zarówno obiektów badań jak i metod badań co w efekcie doprowadziło do ukształtowania się głównego tematu naszych otwartych zebrań – **WIBROAKUSTYCZNEJ DIAGNOSTYKI MASZYN i SYSTEMÓW**.

Z uwagi na dużą ilość referatów, wygłoszonych na otwartych seminariach ZDWS w ramach głównego tematu nie jesteśmy w stanie przytoczyć wszystkich referowanych tematów (za co przepraszamy ich autorów). Warto jednak wymienić pewne grupy tematyczne i charakterystyczne dla tych grup referaty takie jak:

- Ogólne metody diagnostyki maszyn i systemów:
 1. metodologia diagnostyczna,
 2. modele diagnostyki wibroakustycznej,
 3. modele symptomowe w diagnostyce,

4. praktyczne przykłady diagnostyki maszyn.
- Systemy nadzoru diagnostycznego:
 1. projekt systemu nadzoru diagnostycznego maszyn,
 2. diagnostyka stanu systemów mechanicznych – model, zastosowanie,
 3. struktura systemu nadzoru maszyn krytycznych z elementami samo uczenia i samo organizacji,
 4. system nadzoru diagnostycznego z elementami samouczącymi,
 5. systemy nadzoru maszyn pomocniczych-koncepcja oprogramowania,
 6. określenie granicznych poziomów drgań turbin parowych na podstawie niezawodności systemowej,
 7. komputerowy system diagnostyki przekładni,
 8. diagnozowanie i nadzorowanie stanu ostrza powierzchni obrabianej podczas dokładnego toczenia zahartowanych stali.
 - Metody wnioskowania i prognozowania diagnostycznego:
 1. rozpoznawanie i prognozowanie stanu maszyn krytycznych z wykorzystaniem inteligencji komputerowej,
 2. wyznaczanie stanów niezawodnościowych sygnału diagnostycznego,
 3. metodyka diagnostycznych badań identyfikacyjnych maszyn,
 4. elementy identyfikacji komputerowej w rozpoznawaniu i prognozowaniu stanu maszyn,
 5. badanie niezawodności prognozy,
 6. diagnostyka symptomowa systemów i ich energii,
 7. optymalizacja prognozy maszyn,
 8. proaktywne podsystemy prognozy diagnostycznej,
 9. metody prognostyczne w diagnostyce maszyn,
 10. analiza widmowa, a wnioskowanie diagnostyczne.
 - Nowe metody diagnostyczne
 1. studia nad diagnozowaniem maszyn rolniczych za pomocą sieci neuronowych,
 2. wielosymptomowe rozpoznawanie stanu maszyn przy użyciu sieci neuronowych,
 3. system doradczy wspomaganie decyzji operatora testera stanu silnika spalinowego wysokoprężnego na bazie systemu szkieletowego,,
 4. problemy diagnostyczne technicznych systemów,
 5. modelowanie ewolucji sygnałów dla celów diagnostycznych,
 6. nieliniowe symptomy diagnostyczne,
 7. tomografia drganiowa w diagnostyce maszyn,
 8. wykorzystanie sieci neuronowych w diagnostyce,
 9. modele arma i arima w diagnostyce,
 10. diagnostyka termowizyjna, aparatura, dziedziny zastosowań,
 11. teoria uderzenia w zastosowaniu do diagnostyki maszyn,
 12. zastosowanie modelowania holistycznego i dekompozycja wartości i szczególnych w systemach monitorowania diagnostycznego,
 13. możliwość wykorzystania algorytmu genetycznego w diagnostyce maszyn,
 14. wykorzystanie stanów ustalonych i niestabilnych w diagnostyce akustycznej maszyn,
 15. sygnały wibroakustyczne jako miara procesu trybologicznego,
 16. niezawodność symptomowa i hazard w diagnostyce.
- Oprócz referatów związanych z diagnostyką maszyn i systemów na otwartych seminariach przedstawiane były prace badawcze z takich dziedzin jak:
- Ochrony środowiska:
 1. badania identyfikacyjne źródeł drgań rezonansowych w budynkach wyrobów tytoniowych,
 2. metodyka pomiaru drgań przenoszonych na organizm człowieka,
 3. przepływ energii w systemie człowiek - narzędzie-podłoże,
 4. matematyczny opis wrażeń słuchowych,
 5. ocena własności akustycznych sal
 6. czy muzyka szkodzi,
 7. ocena stanu zagrożenia drganiami operatorów zmechanizowanych narzędzi ręcznych,
 8. metodyka badań drganiowych autobusu SOLARIS URBINO 12,
 9. energetyczne oddziaływanie drgań technicznych środowiska transportu na organizm człowieka,
 10. metodyka badań oddziaływań drgań ruchu samochodowego na środowisko,
 11. oddziaływanie hałasu pochodzącego z tużarni gęsi na środowisko.
 - Akustyki
 1. chaos deterministyczny w akustyce
 2. akustyczny efekt Casimira,
 3. określenie i korekta własności akustycznych sal wykładowych WBM,
 4. zastosowanie układu wielomikrofonowych do lokalizacji źródeł dźwięku,
 5. metody lokalizacji źródeł dźwięku za pomocą widma fazowego,
 6. ocena akustyczna maszyn w warunkach przemysłowych,

7. założenia techniczne do konstrukcji kabin dźwiękoizolacyjnych,
 8. izolacyjność akustyczna,
 9. metodyka badań głośników.
- Emisji akustycznej i odprężania impulsowego
 1. emisja akustyczna podczas krzepnięcia metali,
 2. akwizycja i przetwarzanie sygnału emisji akustycznej do oceny procesu krzepnięcia stopów metali,
 3. emisja akustyczna podczas tworzenia się struktury pierwotnej w odlewach stopu metali,
 4. problem konstrukcji i kalibracji czujników emisji akustycznej,
 5. odprężanie impulsowe.

Zdobyte podczas seminariów najnowsze wiadomości z WIBROAKUSTYCZNEJ DIAGNOSTYKI MASZYN I SYSTEMÓW, pracownicy ZDWS, natychmiast przekazywali studentom (w ramach przedmiotów prowadzonych na specjalizacji Eksploatacja i diagnostyka maszyn, którzy wykorzystywali je w realizowanych tematach prac dyplomowych i podyplomowych; np.:

1. Diagnostyka identyfikacji drgań kosiarki rotacyjnej Z-105,
2. Monitorowanie stanu turbogeneratora 100 MW,
3. Diagnostyka wibroakustyczna wtryskiwacz SMP,
4. Określenie granicznych poziomów drgań turbin parowych na podstawie niezawodności systemowej,
5. Diagnostyczne badania identyfikacyjne maszyn pomocniczych bloku energetycznego,
6. Diagnostyka wibroakustyczna narzędzi,
7. Diagnostyka WA do ręcznych narzędzi uderzeniowych,
8. Diagnostyka stanu ściernicy.

Ciągłą troską prowadzącego otwarte seminarium – Profesora Czesława CEMPLA (kierownika ZDWS i jednocześnie dziekana WBMiZ) - było również ukształtowanie sylwetki młodego inżyniera, jako inżyniera otwartego na wszelkiego typu nowości techniczne. Stąd też stałe miejsce w programie seminaryjnym, obok nowości technicznych zajmowała dydaktyka. Z czasem spotkania seminaryjne podzielono na dwie części: część naukową - otwartą i część dydaktyczną - organizacyjną (zamkniętą przeznaczoną dla pracowników Zakładu). W tej części prezentowane były:

1. Możliwości komputerowego systemu wspomagania prac inżynierskich z dynamiki, akustyki i wytrzymałości materiałów oferowanego przez firmę LMS ENERGOCONTROL sp. z o.o.

2. Możliwości pomiarowe przyrządów pomiarowych firmy Bruel&Kjaer, Hottinger Baldwin Messtechnik.
3. Systemy diagnostyczne firm Pruftechnik, Schenck.
4. Systemy kształcenia w:
 - Wielkiej Brytanii – University of Manchester,
 - Niemczech – Curt Risch Institute, Hannover Universitate,
 - Finlandia – Oulu Institute of Technology, Kaaajani Institute of Technology, Ylivieska Institute of Technology,
 - Egipt – Menoufia University Faculty of Engineering.
5. Koncepcje stanowisk laboratoryjnych z mechaniki, drgań mechanicznych, akustyki i diagnostyki maszyn oraz instrukcje zawierające niezbędne wiadomości i informacje do realizacji celu danego ćwiczenia (miniskrypty).
6. Możliwości komputerowego wspomaganie stanowisk laboratoryjnych.
7. Akredytacja laboratoriów w świetle norm ISO 17025.

Sądzymy, że udział w otwartych seminariach prowadzonych przez Profesora Czesława CEMPLA przyczynił się do pogłębienia posiadanych wiadomości, pozwolił na wymianę doświadczeń naukowych z innymi ośrodkami oraz zapewnił ciągłą informację o najnowszych metodach badawczych stosowanych w WIBROAKUSTYCZNEJ DIAGNOSTYCE MASZYN I SYSTEMÓW.

W imieniu pracowników pozwalamy sobie za wyrazić Panu Profesorowi serdeczne słowa podziękowania.

*dr Janina KOWALAK
dr Zdzisław GOLEC*

Kalendarium wybranych zmian w Politechnice Poznańskiej:

- 1970 połączenie Katedry Mechaniki Technicznej, Zakładu Wytrzymałości Materiałów, Katedry Części Maszyn i Teorii Mechanizmów i Katedry Mechaniki z Zakładem Mechaniki Ośrodków Ciągłych – powstaje Instytut Mechaniki Technicznej z trzema Zakładami: Mechaniki Technicznej, Wytrzymałości Materiałów i Teorii Maszyn i Mechanizmów,
- 1973 z wydzielonej części Zakładu Mechaniki Technicznej powstaje Zakład Drgań i Akustyki,
- 1974 zmiana nazwy Zakładu Drgań i Akustyki na Zakład Dynamiki i Wibroakustyki Maszyn i Urządzeń,
- 1978 zmiana nazwy Zakładu Dynamiki i Wibroakustyki Maszyn i Urządzeń na Zakład Dynamiki i Wibroakustyki Maszyn,
- 1984 zmiana nazwy Instytutu Mechaniki Technicznej na Instytut Mechaniki Stosowanej.
- 1994 zmiana nazwy Zakładu Dynamiki i Wibroakustyki Maszyn na Zakład Dynamiki i Wibroakustyki Systemów,

**SYLWETKA PROFESORA CZESŁAWA CEMPLA - PRZEWODNICZĄCEGO
OTWARTEGO SEMINARIUM ZAKŁADU DYNAMIKI I WIBROAKUSTYKI SYSTEMÓW**

Czesław CEMPEL profesor zwyczajny Politechniki Poznańskiej, członek korespondent Polskiej Akademii Nauk jest wybitnym uczonym, specjalistą w dynamice, wibroakustyce i diagnostyce maszyn.

Urodził się 22 lipca 1938 roku w Biskupicach koło Ostrowa Wielkopolskiego. Studia wyższe odbył na Wydziale Matematyki, Fizyki i Chemii Uniwersytetu Adama Mickiewicza w Poznaniu, uzyskując w roku 1962 dyplom magistra fizyki w zakresie: Drgania i Akustyka. Po ukończeniu studiów w latach 1962-1964 pracował jako asystent prof. M. Kwieka i prof. E. Karaśkiewicza w Katedrze Akustyki i Teorii Drgań Uniwersytetu. Od 1964 roku pracuje w Politechnice Poznańskiej (PP) na Wydziale Budowy Maszyn, na początku w Katedrze Mechaniki jako asystent prof. E. Karaśkiewicza, a po reorganizacji do chwili obecnej w Instytucie Mechaniki Stosowanej.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych uzyskał na Wydziale Budowy Maszyn Politechniki Poznańskiej w 1968 r. Stopień naukowy doktora habilitowanego nadała mu Rada Wydziału Budowy Maszyn Politechniki Poznańskiej w 1971 r. W latach 1972-1977 pracował na stanowisku docenta. W roku 1977 uzyskał tytuł profesora nadzwyczajnego, a w 1985 - profesora zwyczajnego. Od 1994 roku jest członkiem korespondentem Polskiej Akademii Nauk, a od 1998 jest członkiem Akademii Inżynierskiej w Polsce. W roku 1991 został wybrany do Komitetu Badań Naukowych na dwie kadencje i ponownie na trzecią w 2000 r.

Prof. Czesław CEMPEL pełnił wiele odpowiedzialnych funkcji w Politechnice Poznańskiej i poza nią. Przez wiele kadencji był zastępcą dyrektora Instytutu Mechaniki Stosowanej (74-81 i 83-87) oraz dyrektorem przez jedną kadencję (87-91). Od 1993 roku był dziekanem Wydziału Budowy Maszyn, którą to funkcję pełnił przez dwie kadencje do roku 1999. W latach 78-90, 93 i dalej jest członkiem Senatu PP.

Główną dziedziną zainteresowań naukowych prof. Czesława CEMPLA jest Wibroakustyka Maszyn i Systemów z głębokimi implikacjami i aplikacjami w Dynamice Maszyn i Eksploatacji Maszyn, Teorii i Analizie Sygnałów Wibroakustycznych, Diagnostyce Maszyn i Systemów Technicznych, Teorii i Inżynierii Systemów. Jest współtwórcą polskiej szkoły naukowej wibroakustyki i diagnostyki maszyn. Opublikował ponad 300 oryginalnych prac naukowych w czasopiśmie krajowych i zagranicznych oraz w materiałach krajowych i zagranicznych konferencji naukowych. Jest autorem jedenaście monografii książkowych i trzech skryptów.

Prof. Czesław CEMPEL jest członkiem wielu krajowych i zagranicznych towarzystw naukowych. Bardzo aktywnie współpracuje z wieloma zagranicznymi ośrodkami naukowymi. Prowadził wykłady w tak renomowanych uczelniach jak np. RWTH-Aachen (1982 i 1983), Politechnika w Birmingham (1985), MIT - Cambridge (1987), Uniwersytet Kaiserslautern (1986, 1988, 1990), Uniwersytet w Hanover (1986-1996, corocznie), Shenyang Chiny (1988), Uniwersytet Oulu (1992). Jest zapraszany do udziału w komitetach naukowych konferencji krajowych i zagranicznych, jest również członkiem komitetów redakcyjnych wielu krajowych i zagranicznych czasopism naukowych m.in. "Mechanical Systems and Signals Processing".

Prof. Czesław CEMPEL odznaczony został m.in. Krzyżem Kawalerskim Orderu Odrodzenia Polski, Medalem Komisji Edukacji Narodowej, medalem Pamiątkowym Politechniki Poznańskiej, medalem Zasługi dla Politechniki Rzeszowskiej, Odznaką Honorową Akademii Górniczo-Hutniczej, Medalem Pamiątkowym 50-lecia Wydziału Mechanicznego Politechniki Szczecińskiej. W roku 1996 uzyskał tytuł honorowy Doktora honoris causa Politechniki Szczecińskiej.

- *** -

Tysięczne Otwarte Seminarium Zakładu Dynamiki i Wibroakustyki Systemów prowadzone przez Prof. Czesława CEMPLA stanowi również jego istotne osiągnięcie. To otwarte forum wymiany myśli prowadzone było od początku istnienia Zespołu i wiąże się bezpośrednio z wieloletnią pracą Przewodniczącego w Politechnice Poznańskiej. Jest dzisiaj okazją podziękować Prof. Czesławowi CEMPLOWI za wieloletnie prowadzenie Seminarium, za życzliwość i zachęcanie do prezentacji prac naukowych zakończonych ale również tych będących w toku, za cenne uwagi, które zawsze można było uzyskać od Przewodniczącego, a które istotnie przydawały się w dalszej pracy naukowej.

Panie Profesorze - dziękujemy dzisiaj za prowadzenie naszego Seminarium, za dzielenie się z nami swoją szeroką wiedzą we wszystkich cennych uwagach jakie uzyskiwaliśmy od Pana i liczymy na wspieranie nas dobrymi radami w przyszłości, na Seminariach z numerami kolejnymi przekraczającymi liczbę 1000 !

Przewodniczący Komitetu Organizacyjnego

dr hab. inż. Marian W. Dobry

Poznań, 6 listopada 2000 rok

**OD RÓWNIANIA DUFFING'A DO ROZKŁADU WZGLĘDEM WARTOŚCI SZCZEGÓLNYCH
„1000 – NY RAZ NAUKOWO”
OSOBISTE SPOJRZENIE NA SEMINARIA W ZESPOLE DYNAMIKI I WIBROAKUSTYKI
SYSTEMÓW INSTYTUTU MECHANIKI STOSOWANEJ POLITECHNIKI POZNAŃSKIEJ**

1. Wprowadzenie

Po raz pierwszy zetknąłem się z ideą Seminarium Naukowego w Zespole w 1961 roku w Katedrze Akustyki i Teorii Drgań Uniwersytetu Adama Mickiewicza w Poznaniu, podejmując tam pracę magisterską i referując jej założenia. Audytorium mego wystąpienia było dla mnie niewyobrażalnie zacne, godne szacunku i utytułowane naukowo, co i przerażające stopniem mej niewiedzy. Prowadzone było łącznie przez prof. Edmunda KARAŚKIEWICZA, jako kierownika Katedry, profesora Marka KWIEKA, z niemniej zacnymi ale mniej utytułowanymi uczestnikami: doc. Halina RYFFERT, dr Antoni ŚLIWINSKI, i dr Stanisław PRUS, by wymienić tylko najważniejszych członków Katedry. Znałem tam wtedy pomocną i przyjazną atmosferę tego spotkania, która z każdego prelegenta wydobywa to co najlepsze, a każdy dyskutant stara się wpierw zrozumieć, a potem pomóc. Jak widać obecnie, te cechy spotkania naukowego zapadły mi najbardziej w podświadomość i do dziś staram się je kontynuować i doskonalić.

2. Seminaria w Politechnice

Moje koleje losu potoczyły się nieco odmiennie niż kolegów ze studiów. Po zatrudnieniu na stanowisku asystenta w Katedrze zostałem osobistym asystentem profesora Karaśkiewicza, będąc słuchaczem Jego słynnych wykładów z Mechaniki, Mechaniki Płynów, Mechaniki Ośrodków Ciągłych, a czasami zastępując Go, stając przed słuchaczami z wręczonym mi plikiem notatek. Były to niezapomniane przeżycia, a jednocześnie dobry trening dla młodego umysłu i psychiki. W roku 1964 za namową prof. Karaśkiewicza przenieśliśmy się do Katedry Mechaniki Technicznej Politechniki Poznańskiej, dalej pracując naukowo w zagadnieniach drgań i hałasu, mierząc i projektując systemy tłumienia hałasu w sieciach powietrza technologicznego zakładów chemicznych całej Polski.

Seminaria naukowe w ówczesnej Katedrze Mechaniki Technicznej odbywały się raz w miesiącu pod przewodnictwem profesora Karaśkiewicza i miały bardzo odświętną oprawę. Krawat był wymogiem chwili, a po bogatej dyskusji i Seminarium było wspólne picie kawy i część nieoficjalna, o wszystkim po trosze, w bardzo nieformalnej atmosferze.

Tematyka Seminarium była bardzo różnorodna, od fal akustycznych uderzeniowych, zagadnień termomechaniki, do mechaniki kwaternionów i

wektorów, a także nowej ‘mody’ w ówczesnej nauce - ‘Drgań Nieliniowych’. Z tych właśnie drgań nieliniowych obroniłem pracę doktorską w marcu roku 1968, a będąc faktycznym kierownikiem zespołu projektującego zabezpieczenia hałasowe i drganiowe fabryk chemicznych pomyślałem o konieczności częstszych spotkań, raz w tygodniu, tylko na użytek naszego małego Zespołu Drgań i Hałasu.

I tak to się zaczęło.

3. Wczesne spotkania Zespołu

Odbywały się one w siedzibie Katedry Mechaniki Technicznej na ulicy Strzeleckiej, gdzie również pracowali inni koledzy zainteresowani dynamiką nieliniową. Tematy wystąpień były związane z tym co robiliśmy we współpracy z przemysłem, a więc akustyka przemysłowa i zagadnienia redukcji hałasu. Były one potrzebą chwili, z jednej strony, a z drugiej zaś strony zgłębialiśmy metody analityczne dynamiki nieliniowej, gdyż wydawało nam się wówczas że jest to jedyna dziedzina ‘prawdziwej nauki’ w Politechnice. Nie byliśmy w tym osamotnieni, bo słynne równanie Duffing’a rozwiązywali na różne sposoby nie tylko koledzy z Katedry Mechaniki (Andrzej RADOWICZ, Janina KOWALAK), lecz również koledzy z Katedry Pojazdów Szynowych (Jerzy OFIERZYŃSKI, Jerzy KWAŚNIKOWSKI), rozwiązujący zagadnienie spokojności biegu pojazdu szynowego.

W roku 1969 motywacją do takich spotkań uległa dalszemu wzmocnieniu i poszerzeniu z chwilą pozyskania nowych pomieszczeń w nowym gmachu przy ulicy Piotrowo 3 i przejściu na strukturę Instytutową, a zwłaszcza utworzeniu Laboratorium Drgań i Hałasu w Instytucie Mechaniki Stosowanej. Załoga Laboratorium została wzmocniona o dalsze osoby, Zdzisław GOLEC, Maciej ANDRZEJEWSKI, Maria GOLEC. W tym początkowym składzie przystąpiliśmy ochoczo do uzupełniania swej wiedzy na cotygodniowych seminariach jak i do budowy zaplecza badawczego i kształceniowego. A wszystko trzeba było budować od podstaw, łącznie ze ścianami działowymi pomieszczeń. Była to organizacyjno – naukowa – kształceniowa przygoda młodego Zespołu, nie do powtórzenia obecnie.

4. Lata siedemdziesiąte i osiemdziesiąte

Jednocześnie zakres zainteresowań Zespołu uległ rozszerzeniu o problematykę drgań narzędzi pneumatycznych, niezwykle intensywnie używanych w

pobliskiej odlewni POMET - Poznań. W początkach lat 70 – tych był to temat dziewiczy, zarówno od strony metrologicznej drgań, identyfikacji ich źródeł, jak i metod ich minimalizacji, teoretycznych i praktycznych. Od strony teoretycznej zagadnienie to miało silne wsparcie w mej zakończonej właśnie habilitacji (1971), na temat drgań z uderzeniami w układach mechanicznych. Natomiast praktyczne metody i rozeznanie problematyki drgań w systemie 'narzędzie – człowiek operator' było w owych czasach zerowe, także w literaturze światowej.

W tym samym czasie uwagę zespołu przyciągnęły zagadnienia wibroakustycznej identyfikacji i diagnostyki maszyn. Identyfikacja oznaczała u nas określenie wszystkich cech źródeł drgań i hałasu w maszynach, a diagnostyka określenie stanu technicznego na podstawie emitowanego sygnału wibroakustycznego. Zwiększony krąg zagadnień, zwiększona obsada etatowa o młodych i obiecujących; najpierw Maria GOLEC, Franciszek SORDYL, potem Marek MAJEWSKI i Ryszard NOWICKI, a potem Marian DOBRY, Roman BARCZEWSKI i Andrzej ZIÓLKOWSKI – większość to nasi pierwsi absolwenci z prowadzonej przez Zespół specjalności 'Wibroakustyki Maszyn'.

W sposób naturalny pojawił się zwiększony krąg uczestników cotygodniowego Seminarium i zwiększony krąg oddziaływań w kraju i powoli zagranicą. Pierwsze książki z wibroakustyki (1974) i z diagnostyki (1980) zwiększają dalej krąg oddziaływań w kraju. Pierwsze wyjazdy zagraniczne (1974), pierwsze stypendia zagraniczne (1980). Pojawiła się wiedza jak to robią inni, wizja jak można by to u nas, i konfrontacja z naszą rzeczywistością.

Równolegle z tym co dwa lata (od 1960) mamy organizację Krajowych Sympozjów 'Drgania w Układach Fizycznych', łącznie z organizacją Światowego Kongresu Drgań Nieliniowych w roku 1972.

Zespół staje się powoli krajowym centrum diagnostyki wibroakustycznej, przewodnictwo Zespołu Diagnostyki Komitetu Budowy Maszyn PAN, współorganizacja, a potem organizacja krajowych Szkół Diagnostyki, również z udziałem gości zagranicznych z Niemiec – prof. Natke i z Rosji prof. M. W. D. Gienkin wraz ze swą żoną z Moskwy. Także inni goście prof. Yu Heychi z Shengyang z Chin i Dr Hudaczek z Czech, prof. A. K. Yavlensky z Sankt Petersburga, prof. L. A. Ostrovsky z Niżnyj Nowgorodu, by wymienić tylko kilku najważniejszych. To plon badań i organizacji Zespołu w dziedzinie Wibroakustyki i Wibroakustycznej Diagnostyki Maszyn.

Nadeszły również pierwsze udane kontakty zagraniczne z Uniwersytetem w Hanowerze z prof. H. G. Natke w roku 1986, z prof. R. H. Lyon'em z MIT, Cambridge – USA, i innymi. Współpraca z prof. Natke zaowocowała przyjaźnią, wieloma publikacjami, poszerzeniem zainteresowań, konferen-

cją międzynarodową w Poznaniu na temat Inżynierii Systemów i wspólną książką wydaną w roku 1997.

Zmieniona sytuacja polityczna i gospodarcza po roku 1990, zmieniły też istotnie skład i możliwości Zespołu. Odeszli kolejno Dr F. Sordyl, Dr M. Majewski, Mgr M. Andrzejewski, Dr R. Nowicki i ostatnio Dr A. ZIÓLKOWSKI, koledzy którzy intensywnie pracowali naukowo (większość przed habilitacją), a jednocześnie intensywnie współpracowali z gospodarką. Znaleźli w ten sposób wyjście z postępującej pauperyzacji Uczelni i jej systemowego odcięcia od współpracy z gospodarką.

Życie toczy się dalej, więc Zespół odnalazł swe miejsce i swe nowe możliwości badań i kształcenia. Przyszli młodszy koledzy, Jarosław WOJSZNIŚ, Maciej TABASZEWSKI i ostatnio Małgorzata MISZCZAK. Uruchomiliśmy poszerzenie naszej specjalności kształceniowej, z pierwotnej 'Wibroakustyka Maszyn' do obecnej 'Eksplatacja i Diagnostyka'.

Zespół i piszący te słowa również rozwinął się naukowo; doktorat Romana BARCZEWSKIEGO, habilitacja Mariana DOBREGO. Znaleźliśmy również uznanie w kraju; wybór do KBN (1991, 1994, 2000) na trzy kadencje, do Polskiej Akademii Nauk (1994), i Doktorat honoris causa Politechniki Szczecińskiej (1996), by wymienić tylko najważniejsze dokonania.

Przez cały ten czas szła codzienna praca ze studentami, współpraca z kolegami z Zespołu, z kraju i zagranicy, i tak przyszła magiczna liczba

1000 Seminarium Zespołu Dynamiki i Wibroakustyki Systemów,

a zamiast o równaniu Duffinga mówimy teraz o zastosowaniu rozkładu względem wartości szczególnych w diagnostyce !

Cieszymy się z tego faktu, z tego co zrobiliśmy, z tego co się nauczyliśmy, razem ze wszystkimi kolegami którzy pracowali z nami, ze wszystkimi którzy byli choć raz na naszym Seminarium w ciągu tych wielu spotkań, które złożyły się na ten tysiąc.

Dlatego też poszła wieść w kraj i zagranicę i ten kto mógł zjawił się by uczcić ten znamieny fakt, uczcić swą obecnością, wspomnieniem, referatem, uśmiechem.

Moi drodzy, wiele się razem nauczyliśmy, wiele się nauczyłem od Was, wiele również zrobiliśmy razem dla nas samych, dla środowiska w którym żyjemy.

Dziękuję Wam Bardzo za tę wspólną podróż

Czesław CEMPEL

DIAGNOZOWANIE UKŁADÓW NA PODSTAWIE ANALIZY ZMIAN KRZYWEJ SZKIELETOWEJ UZYSKIWANEJ METODĄ STFT-AFC

Roman BARCZEWSKI

Politechnika Poznańska - Instytut Mechaniki Stosowanej
60-965 Poznań ul. Piotrowo 3, tel: 6652390, e-mail: roman.barczewski@put.poznan.pl

1. Wprowadzenie

Można postawić twierdzenie, że zdecydowana większość układów rzeczywistych to układy nieliniowe, które cechy układu liniowego zachowują jedynie w przypadku drgań o małych amplitudach. Miarą, która pozwala scharakteryzować układ w tym aspekcie jest kształt krzywej szkieletowej. Identyfikacja, a następnie analiza zmian nieliniowości na podstawie kształtu krzywej szkieletowej, układu/podukładu badanego obiektu, w czasie jego życia, może stanowić nową metodę diagnozowania. Metoda ta byłaby szczególnie przydatna do diagnozowania obiektów zmieniających swe parametry na skutek np. korozji, erozji, zmęczenia materiału, zmiany struktury itp.

Dla powyższego obszaru zastosowań diagnostycznych niezbędne jest opracowanie prostej i skutecznej metody identyfikacji nieliniowości układów. Stosowane metody identyfikacji układów jak: test harmoniczny, impulsowy i szumowy, są w zasadzie odpowiednie do analizy układów liniowych.

Wprawdzie możliwe jest uzyskanie przybliżonego kształtu krzywej szkieletowej na podstawie testu harmonicznego wykonywanego dwukrotnie: sygnałem sinusoidalnym o rosnącej, a następnie malejącej częstotliwości, lecz uzyskany na tej drodze wynik nie pozwala na analizowanie niekiedy subtelnych zmian zachodzących w układzie.

2. Zastosowanie analizy czasowo-widmowej do identyfikacji nieliniowości.

Zdecydowanie lepszym sposobem jest pozyskiwanie krzywej szkieletowej na podstawie analizy drgań swobodnych układu. W przypadku analizy drgań zanikających układu nieliniowego mamy do czynienia z sygnałem niestacjonarnym zarówno w ujęciu amplitudowym jak i częstotliwościowym. Do analizy tego typu sygnałów konieczne jest zastosowanie w pierwszym etapie jednej z metod analizy czasowo-częstotliwościowej [10], w drugim etapie wtórnego przetwarzania, pozwalającego na eliminację parametru czasu i uzyskanie odwzorowania zmienności częstotliwości w funkcji amplitudy dla każdej obserwowanych postaci drgań.

Do stosowanych metod analizy czasowo-częstotliwościowej można zaliczyć: Krótkoczasową Transformację Fouriera (*Short Time Fourier Transform - STFT*), Transformację Wavelet (*Wavelet Transform - WT*) oraz Dystrybucję Wigner Ville (*Wigner Ville Distribution - WVD*). Analizę porównawczą powyższych metod można znaleźć w [9,12]. W literaturze można znaleźć kilka prac, w których podejmowane były próby uzyskania krzywych szkieletowych na drodze wtórnego przetwarzania wyników Transformaty Wavelet [14] i Dystrybucji Wigner Ville.

Krótkoczasowa Transformata Fouriera mimo, iż jest metodą najprostszą, dającą łatwe do interpretacji wyniki, w swej klasycznej formie nie znalazła tu zastosowania z uwagi na ograniczenia związane z niemożnością uzyskania wystarczającej rozdzielczości jednocześnie w dziedzinie częstotliwości i czasu. Dopiero zastosowanie metody korekcji amplitudo-częstotliwościowej AFC do wyników STFT [1,2] pozwoliło na podjęcie prób estymacji krzywej szkieletowej tą drogą [3,5].

3. Krótkoczasowa Transformata Fouriera STFT

Krótkoczasowa Transformata Fouriera polega, w pierwszej fazie na dokonaniu podziału sygnału wejściowego na mniejsze segmenty, w których może być on traktowany jako quasi stacjonarny, a następnie przetwarzanie algorytmem FFT poszczególnych segmentów danych. Krótkoczasową Transformację Fouriera zdefiniowano jako:

$$STFT[x_w(t, \tau)] = \int_{-\infty}^{\infty} w(t, \tau) x(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (1)$$

gdzie :

$x(t)$ - przebieg czasowy reprezentujący sygnał wejściowy poddawany analizie,

$w(t, \tau)$ - funkcja okna czasowego (funkcja wagowa),

τ - pozycja okna czasowego w dziedzinie czasu,

f - częstotliwość ; t - czas,

$x_w(t, \tau) = w(t, \tau) x(t)$ - oknowany sygnał wejściowy.

Zestawienie obok siebie uzyskanych w ten sposób widm daje w rezultacie mapę czasowo-widmową analizowanego procesu. W praktyce stosowana jest

technika ruchomego okna [10,13]. Przesuwana w dziedzinie czasu funkcja wagowa $w(t, \tau)$ realizuje ekstrakcję z sygnału wejściowego kolejnych segmentów danych do analizy FFT.

4. Korekcja AFC i optymalizacja parametrów przetwarzania sygnału.

Ideę korekcji amplitudowo częstotliwościowej AFC opisano w [1,2]. Zastosowanie jej do wyników analizy STFT pozwala na: eliminację błędów estymacji amplitud istotnych składowych widma, wynikających z efektu palisadowego i około 50-krotne zwiększenie precyzji oszacowania częstotliwości dla istotnych składowych, w odniesieniu do rozdzielczości widma uzyskanego na drodze FFT. W pracach [4,7] rozwinięto standardową metodę korekcji - opartą na detekcji lokalnych maksimum widma o wersje rozszerzoną - opartą o detekcję lokalnych maksimum oraz uwzględniającą lokalne plateau. W pracy [8] analizowano możliwości zastosowania różnych funkcji okna czasowego oraz określono dla nich formuły korekcji widmowej.

Wynik *Krótkoczasowej Transformaty Fouriera STFT* otrzymujemy (w formie dyskretnej) jako macierz H (o rozmiarze $k \times l$), zawierającą k widm krótkoczasowych, gdzie l określa liczbę elementów widma (linii widmowych). Zidentyfikowany jako lokalne maksimum element o numerze porządkowym m w j -tym widmie krótkoczasowym jest brany jako punkt korekcji ($j = 1, 2, \dots, k, m = 1, 2, \dots, l$).

Liczba widm krótkoczasowych k jest równa liczbie iteracji STFT i zależy od: całkowitej liczby próbek M sygnału wejściowego poddanego analizie STFT, rozmiaru segmentu danych - N , odpowiadającego długości sekwencji czasowej stosowanej w analizie STFT oraz kroku przesunięcia czasowego segmentu (s).

$$k = \text{Ent}\left(\frac{M - N}{s}\right) + 1 \quad (2)$$

Z zależności (2) wynika, że nawet jeżeli będzie przyjęty minimalny krok przesunięcia segmentu danych ($s=1$), równy interwałowi czasu stosowanego w procesie akwizycji, to i tak liczba iteracji będzie mniejsza od liczby próbek sygnału wejściowego M . W przypadku stosowania okna czasowego Hanninga reprezentacja wyniku w postaci widma krótkoczasowego otrzymanego dla każdego segmentu danych, będzie najbardziej adekwatna dla danych zawartych w środkowej części segmentu. Oznacza to, że ten rodzaj analizy pozwoli na sekwencyjną prezentację składu widmowego sygnału wejściowego dla chwil odpowiadających pozycjom środka okna czyli prób-

kom od $M/2$ do $N-M/2$ sygnału wejściowego i przesunięcia czasowego s . Stosowanie dużej liczby elementów w segmencie danych N do analizy STFT zwiększy rozdzielczość wyniku w dziedzinie częstotliwości, lecz jednocześnie zmniejszy rozdzielczość analizy w dziedzinie czasu.

Z powyższych powodów wynika konieczność optymalizacji rozmiaru segmentu danych N stosowanego w analizie czasowo-widmowej. Minimalna długość okna czasowego (t_w), a tym samym liczba próbek N w segmencie, jest zdeterminowana przez: częstotliwość istotnej składowej widma f_i (posiadającej z punktu widzenia analizowanego procesu znaczącą amplitudę), w zasadzie zaś jej pozycję w zakresie niskich częstotliwości oraz przez typ zastosowanego okna czasowego.

Dla funkcji wagowej Hanninga i korekcji AFC, segment danych powinien zawierać minimum dwa okresy sygnału (istotnej składowej o najniższej częstotliwości). Uwzględniając wszystkie powyższe wymogi można określić optymalną liczbę próbek w segmencie danych dla analizy STFT:

$$N \geq \frac{2 \cdot f_s}{f_i} \quad (3)$$

gdzie: f_s - częstotliwość próbkowania sygnału wejściowego.

Przyjęcie możliwie najmniejszego segmentu danych analizy STFT, powodujące zmniejszenie rozdzielczości w dziedzinie częstotliwości, będzie w tym przypadku kompensowane poprzez korekcję AFC. Rozmiar macierzy wynikowej H^c , zależy od współczynnika „ z ” (*pseudo zoom factor*) określającego krotność zwiększenia rozdzielczości widma na drodze korekcji AFC, i wynosi $(k \times l^c)$, gdzie k - jest liczbą widm krótkoczasowych, l^c określa liczbę przedziałów częstotliwości: $l^c = l \cdot z$. Amplitudę skorygowanego elementu widma można obliczyć na podstawie zależności:

$$h_{j,m}^c = h_{j,m} \cdot a \quad (4)$$

przy czym:

$$a = \left| \frac{(\pi \cdot \vartheta) \cdot (1 - (\vartheta)^2)}{\sin(\pi \cdot \vartheta)} \right|; \quad \vartheta = |\mu|$$

gdzie:

μ jest współczynnikiem który można wyznaczyć w zależności od przyjętego rodzaju korekcji (podstawowej lub rozszerzonej) wg zależności opisanych szczegółowo w [2,7].

Pozycję skorygowanych składowych w macierzy wynikowej wyznacza się na podstawie zależności:

$$m^c = Ent\left(\left(m + \mu\right) \cdot z + 0.5\right) \quad (5)$$

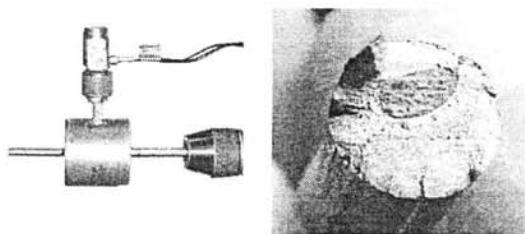
gdzie: m - numer elementu widma odpowiadający lokalnemu maksimum,
 $Ent()$ - operator: część całkowita z (\cdot),
 μ - współczynnik ułamkowy (korekcyjny) oszacowania częstotliwości.

5. Metoda uzyskiwania krzywej szkieletowej

Krzywa szkieletowa tworzona jest w wyniku postprocesingu korygowanego spektrogramu drgań swobodnych (zanikających) badanego obiektu. Pobudzenie do drgań obiektu powinno mieć charakter impulsowy. Od czasu trwania impulsu będzie zależał zakres częstotliwościowy odpowiedzi, a co za tym liczbą obserwowanych postaci drgań. Analizowana sekwencja powinna zawierać jedną pełną odpowiedź pobudzonego do drgań układu. Efektem pierwszego etapu przetwarzania - STFT AFC, jest macierz wynikowa H^c w formie skompresowanej, zawierająca jedynie składowe informatywne (skorygowane wartości amplitud i częstotliwości odpowiadające lokalnym maksimum mapy czasowo częstotliwościowej). Jest to optymalna postać danych do dalszego ich przetwarzania. Poprzez redukcję parametru czasu w zależności od zastosowanego algorytmu i potrzeb można uzyskać odwzorowanie a-f (amplituda-częstotliwość) lub f-a (częstotliwość-amplituda) dla każdej postaci drgań osobno, lub odwzorowanie globalne dla wszystkich postaci jednocześnie.

6. Przykład zastosowania diagnostycznego.

Zarysowaną powyżej metodę zweryfikowano eksperymentalnie. Obiektem badań był pręt stalowy z zamocowaną na nim masą skupioną, który poddano próbie zmęczeniowej.

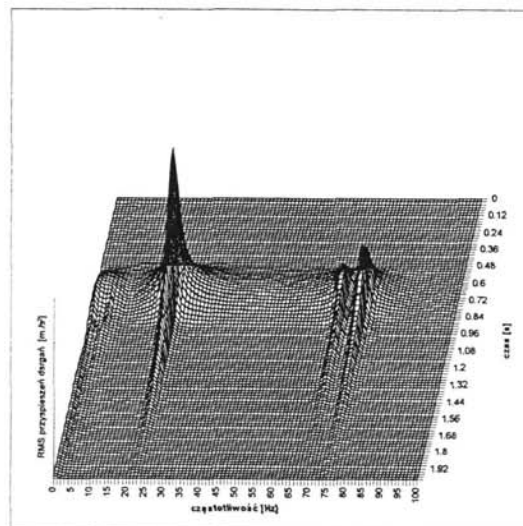


Rys.1. Obiekt badań - pręt stalowy oraz wynik próby zmęczeniowej

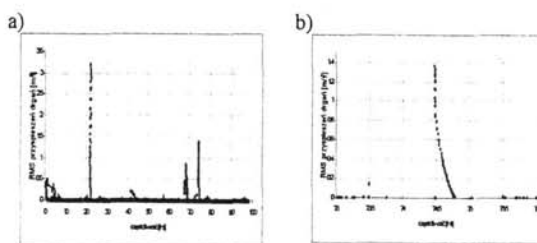
Co 1500 cykli wykonywano analizę drgań swobodnych układu i wyznaczano krzywe szkieletowe. Na rysunku 2 zamieszczono postać mapy czasowo - częstotliwościowej (STFT bez korekcji AFC) wykonaną przed rozpoczęciem próby zmęczeniowej.

Rozdzielczość mapy A-F w dziedzinie czasu 0.02s, w dziedzinie częstotliwości 1 Hz, liczba linii widmowych 100, liczba widm 100. Widoczne są wyraźnie trzy częstotliwości własne układu oraz faza pobudzenia i wybrzmiewania drgań.

Na rysunku 3a zamieszczono przykładowy wynik próby odwzorowania krzywej szkieletowej bez zastosowania korekcji AFC. Z uwagi na zbyt małą rozdzielczość nie jest możliwe zaobserwowanie nieliniowości, a tym bardziej subtelnych zmian kształtu krzywej szkieletowej. Rysunek 3b ukazuje zmianę jakościową wyniku analizy po zastosowaniu korekcji AFC, do tych samych danych wejściowych. Mimo, że rozdzielczość analizy STFT była wciąż taka sama (1 Hz), to zastosowanie korekcji AFC umożliwiło odwzorowanie krzywej szkieletowej z dokładnością ok. 0.02 Hz. (zoom w otoczeniu trzeciej częstotliwości własnej ok. 74.5 Hz.)



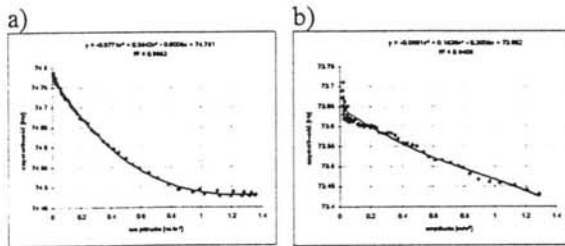
Rys. 2. Postać mapy czasowo -widmowej drgań swobodnych obiektu badań przed rozpoczęciem próby zmęczeniowej (STFT bez korekcji AFC).



Rys.3. Próba odwzorowania krzywej szkieletowej a) bez korekcji AFC b) z korekcją - zoom w otoczeniu trzeciej częstotliwości własnej.

Na rysunku 4 przedstawiono postać krzywej szkieletowej w trakcie próby zmęczeniowej próbki. Po wykonaniu 50% cykli do pęknięcia próbki wyraźnie widać zmianę kształtu krzywej szkieletowej, jak i

obniżenie się średnio o ok. 1 Hz częstotliwości drgań własnych. Odzworowanie krzywej szkieletowej ma postać dyskretną. W celu uzyskania zależności funkcyjnej i parametryzacji krzywej modelowej, po zamianie osi można dokonać interpolacji np. wielomianem, a jego dopasowanie oszacować na podstawie współczynnika determinacji R^2 .



Rys.4. Interpolacja wielomianem (3 stopnia) krzywej szkieletowej trzeciej częstotliwości własnej badanej próbki; a) przed rozpoczęciem próby zmęczeniowej b) po wykonaniu przez próbkę 4500 cykli.

7. Podsumowanie

W pracy przedstawiono zarys metody uzyskiwania krzywych szkieletowych układów na podstawie analizy drgań swobodnych z wykorzystaniem STFT-AFC. Przeprowadzony eksperyment potwierdził możliwość wykorzystania analizy nieliniowości układu do celów diagnostycznych. Dalsze prace w tym obszarze będą związane z optymalizacją przetwarzania sygnału, automatyzacją procesu parametryzacji krzywych szkieletowych oraz opracowaniem metody identyfikacji typów nieliniowości [11]. Będą prowadzone badania weryfikacyjne mające na celu określenie klasy obiektów, co do których powyższa metoda diagnozowania znajdzie zastosowanie.

8. Literatura

1. Barczewski R.: Amplitude and Frequency Corrected Spectrum (AFCS) a new presentation form of spectral analysis results. *Vibration in Physical Systems - XVII Symposium Poznań - Błażejewko 1996*, pp 70-71.
2. Barczewski R.: AFC - Metoda korekcji widma amplitudowego. *Kongres Diagnostyki Technicznej KDT '96. Materiały Tom 2 Gdańsk 17-20.09.1996 1996 str.*, 49-54
3. Barczewski R.: Application of the Short Time Fourier Transform (STFT) with Amplitude and Frequency Correction (AFC) to non-linear system free vibration signal analysis. Report: CRI Universität Hannover - November 1997.
4. Barczewski R.: Implementation of the Short Time Fourier Transform (STFT) with Amplitude and Frequency Correction (AFC) to the *MATLAB* environment Report: CRI Universität Hannover - DFG - December 1998.
5. Barczewski R.: Application of the Short Time Fourier Transform (STFT) with AFC Correction to Non-linear Lystem Free Vibration Signal Analysis, *Vibration in Physical Systems XIX th Symposium, Poznań - Błażejewko May 22-25.2000*.
6. Barczewski R.: Metody analizy czasowo - widmowej. Analiza porównawcza. Raport z badań IMS PP TB-21-881/99 DS, Poznań 1999.
7. Barczewski R.: Implementacja numeryczna Krótkoczasowej Transformaty Fouriera (STFT) z korekcją AFC. Raport z badań IMS PP PB-21-884/99 BW, Poznań 1999.
8. Barczewski R.: Zagadnienia korekcji amplitudowo-częstotliwościowej (AFC) wyników analizy widmowej uzyskiwanych na drodze Szybkiej Transformacji Fouriera (FFT). Raport z badań IMS PP TB-21-881/99 DS tem. pref., Poznań 1999.
9. Barczewski R., Analiza nieliniowości z zastosowaniem STFT-AFC jako metoda diagnozowania. *Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej 2000, Warszawa 2000*.
10. Shie Qian, Dapang Chen: Joint Time - Frequency analizys, *Methods and Applications*, Prentice Hall PTR 1996 Asimon &Schuster Company.
11. Feldmann M.: Non- linear system vibration analysis using Hilbert Transform I Free vibration analysis method „FREEVIB”, *Mechanical System and Signal Processing 1994*, pp. 119-127.
12. Newland D.E.: Practical Signal Analysis : Do Wavelets make any difference?. *Proceedings of DTC'97 1997 ASME Design Engineering Technical Conference , September 14-17,1997 Sacramento, California*.
13. Staszewski W.J., Tomlinson G.R.: Local tooth fault detection in gearboxes using a moving window procedure., *Mechanical Systems and Signal Processing , May 1997*, pp.331-350.
14. Staszewski W.J.: Identification of non-linear systems using multi-scale ridges and skeletons of Wavelet Transform, *Journal of Sound an Vibration, 1998*, 214 pp. 639-658.

Pracę realizowano częściowo w ramach współpracy pomiędzy Instytutem Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej a Curt Risch Institute - Universität Hannover (Niemcy), oraz w ramach tematów TB-21-881/99 DS i PB-21-884/99 BW.

PROCES WNIOSKOWANIA DIAGNOSTYCZNEGO JAKO POSZUKIWANIE RÓWNOWAGI W SIECI STWIERDZEŃ

Wojciech CHOLEWA

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Śląska

44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 18a

tel.: (032)2371467, fax: (032)2371360, e-mail: wcholewa@polsl.gliwice.pl

Wprowadzenie

Konieczność minimalizacji ryzyka związanego ze stosowaniem złożonych obiektów i procesów technologicznych, wywołała potrzebę racjonalizacji metod rozpoznawania stanu technicznego. Dostępne obecnie układy pomiarowe umożliwiają wyznaczenie wartości różnych cech wielu sygnałów diagnostycznych. Możliwości dalszego przetwarzania tych cech doprowadziły do znaczącego wzrostu liczby rozpatrywanych symptomów diagnostycznych. Bardzo duża liczba danych wejściowych do procesu wnioskowania o stanie technicznym (np. rzędu kilku tysięcy danych dla turbozespołu energetycznego) powoduje potrzebę stosowania odpowiednich narzędzi wspomagających proces wnioskowania. Narzędziami takimi są między innymi systemy doradcze [6], nazywane również systemami ekspertowymi [2], [13] lub eksperckimi [7]. Warunkiem stosowania systemu doradczego, jest wcześniejsze pozyskanie wiedzy [12], która stanowić będzie podstawę jego działania.

Diagnostyczne systemy doradcze

Celowość stosowania diagnostycznych systemów doradczych nie jest w chwili obecnej kwestionowana, mimo iż przykładów ich poważnych zastosowań jest niewiele. Wydaje się, iż przyczyną braku takich zastosowań nie są wady systemów doradczych, do których zalicza się na przykład to [9], że większość z nich stosuje reprezentację wiedzy w postaci reguł, które nie pozwalają na pełne zapisanie wiedzy stosowanej przez człowieka w realizowanych przez niego procesach rozumowania. Przyczynami ograniczonych zastosowań systemów doradczych w układach monitorujących i diagnozujących są prawdopodobnie (zdaniem autora) znaczące trudności występujące podczas konstruowania takich systemów dla zastosowań w tzw. czasie rzeczywistym, charakteryzujących się tym, że

- kontekst, w ramach którego prowadzony jest proces wnioskowania, nie jest stały co powoduje, że przesłanki reguł są funkcjami czasu,
- proces wnioskowania nie powinien być procesem monotonicznym, w którym zwiększanie zbioru uznanych przesłanek nie może prowadzić do zmian wcześniej wyznaczonych konkluzji.

Porównując różne koncepcje systemów doradczych, przystosowanych do rozwiązywania zadań charakteryzujących się dużą przestrzenią poszukiwań, niekompletnymi danymi oraz przybliżoną, niepewną i niekompletną wiedzą o rozwiązywanym zadaniu, stwierdzono szczególne zalety systemów bazujących na ogólnej koncepcji tablicy ogłoszeń. Koncepcja tablic ogłoszeń została wprowadzona w systemach przeznaczonych do interpretowania mowy i jest stale rozwijana (np. [10], [1], [11]).

Korzystając z tej koncepcji zaproponowano [3] rozpatrywanie diagnostycznych systemów doradczych jako systemów dynamicznych, których głównymi elementami są tablice zawierające ogłoszenia. Moduły programowe współdziałające z tablicą mogą (w zakresie przyznanych im indywidualnych uprawnień) odczytywać ogłoszenia występujące na tablicy, wprowadzać nowe ogłoszenia, zmieniać ich treść oraz usuwać ogłoszenia nieaktualne. Można określać wiele modeli takich systemów, różniących się między sobą przyjmowanymi definicjami ogłoszeń, formatami ich zapisywania, sposobami specyfikowania i stosowania reguł, reprezentujących określoną wiedzę oraz sposobami zarządzania tablicą.

Tablice ogłoszeń

Rezygnując z formalizmów można stwierdzić, że tablica ogłoszeń jest miejscem udostępniania ogłoszeń.

Charakterystyczną cechą układów stosujących tablice ogłoszeń jest rozdzielenie danych, informacji, wiedzy i realizowanych zadań na niezależne, współdziałające z tablicą moduły. Moduły te (nazywane ogólnie źródłami wiedzy lub inteligentnymi agentami) przeznaczone są do autonomicznego generowania rozwiązań cząstkowych. Ważnym założeniem jest przyjęcie, iż moduły wykonują zadania i sięgają do zasobów w imieniu lub z upoważnienia procesu, do którego są one przyporządkowane. Rozwiązanie takie eliminuje (ogranicza) problemy związane z potrzebą indywidualnego rozwiązywania złożonych zagadnień związanych z ochroną dostępu do danych.

Główna różnica pomiędzy klasyczną koncepcją tablicy ogłoszeń [1] i proponowanym modelem tablicy ogłoszeń [4] jest związana z różną postacią elementów tablicy, nazywanych (tutaj) ogłosze-

niami. Dla potrzeb zarządzania tablicą, występujące na niej ogłoszenia dzieli się na co najmniej dwa rozłączne zbiory, zawierające ogłoszenia pierwotne i ogłoszenia wtórne. Proces wnioskowania w układzie, w którym występuje tablica ogłoszeń, polega na aktualizacji ogłoszeń wtórnych umieszczonych na tablicy. Aktualizacja taka jest realizowana autonomicznie w obrębie tablicy.

Współdziałanie tablicy ogłoszeń z układami wejściowymi (obejmującymi między innymi układy pomiarowe, układy dostępu do baz danych itp.) polega na aktualizacji wybranych ogłoszeń pierwotnych wyłącznie na podstawie danych pobieranych z otoczenia tablicy. Poważnym utrudnieniem podczas definiowania strategii procesu wnioskowania jest konieczność uwzględnienia zmienności warunków zewnętrznych, które pociągają (mogą pociągać) za sobą zmiany wybranych ogłoszeń pierwotnych umieszczonych na tablicy. Zakłada się, że ogłoszenia pierwotne nie mogą być modyfikowane w wyniku realizacji procesu wnioskowania. Oznacza to na przykład, że realizacja procedur uzgadniania, wyrównywania lub walidacji danych pomiarowych, nie będzie polegała na modyfikowaniu ogłoszeń pierwotnych dotyczących danych pomiarowych. Będzie ona wymagać wprowadzenia odpowiednich pomocniczych ogłoszeń wtórnych dotyczących danych uzgodnionych.

Ciekawe i skuteczne aplikacje można uzyskać poprzez definiowanie tablic ogłoszeń w środowisku odpowiednio wybranego systemu relacyjnych baz danych [5]. Dla ograniczenia ubocznych skutków zmian warunków zewnętrznych, w czasie wykonywania zadań przez moduły związane z tablicą ogłoszeń, każde z tych zadań traktowane może być jako transakcja, która będzie zatwierdzana wtedy, gdy zostaną spełnione odpowiednie warunki końcowe. Warunki te badane są na podstawie danych opisujących stan otoczenia modułu w chwili badania (nie są w tym celu stosowane dane zapisane w zamrożonej kopii opisu otoczenia). Brak spełnienia tych warunków (spowodowany na przykład znaczącymi zmianami otoczenia w czasie działania modułu) pociągać będzie za sobą wycofanie się systemu z przeprowadzanej transakcji.

Stwierdzenia

Stwierdzenie jest informacją o uznaniu wypowiedzi orzekającej o obserwowanych faktach lub reprezentującej określoną opinię. Można przyjąć, że ogólną reprezentacją stwierdzenia s jest następująca para uporządkowana

$$s = \langle c(s), b(s) \rangle, \quad (1)$$

gdzie $c(s)$ jest treścią stwierdzenia s , a $b(s)$ jest wartością stwierdzenia, czyli oceną stopnia prawdziwości lub stopnia przekonania o prawdziwości stwierdzenia s .

Zapis (1) może być uzupełniany dodatkowymi elementami, określającymi na przykład wagę (stopień ważności) stwierdzenia; stanowiącą podstawę porządkowania komunikatów wysyłanych do użytkownika systemu doradczego.

Treść $c(s)$ stwierdzenia s może być zapisywana w postaci opisującego ją łańcucha tekstowego

$$c(s) = \text{'tekst'} \quad (2)$$

lub w postaci trójki uporządkowanej

$$c(s) = \langle o, a, v \rangle \quad (3)$$

oznaczającej wypowiedź, że obiektowi o przysługuje atrybut a o wartości v . Dla ograniczenia nadmiarowości danych i ograniczenia ilości pamięci niezbędnej do rejestrowania zmieniających się stwierdzeń stosowane są słowniki treści stwierdzeń. Proponowana postać zapisu treści (3) pozwala na hierarchiczne porządkowanie elementów takich słowników.

Ogłoszenia umieszczane na tablicy ogłoszeń informują o treści i wartości stwierdzeń (1), lub wyłącznie o wartości stwierdzeń (wtedy gdy stosowane są słowniki treści stwierdzeń).

Wartość $b(s)$ stwierdzenia s jest miarą akceptacji wypowiedzi (2) lub (3). Najprostszym sposobem definiowania wartości $b(s)$ jest stosowanie stałych logicznych YES, NO (tak, nie). Prowadzi to bezpośrednio do klasycznego rachunku zdań. W rozbudowanych systemach wprowadza się wartości specjalną, dla oznaczania nieznannej akceptacji treści twierdzenia. Dodatkowa wartość specjalna jest stosowana dla oznaczania wartości stwierdzeń nie mających sensu lub takich, które nie mogą być ani prawdziwe ani fałszywe. Z tej dodatkowej wartości można zrezygnować wtedy, gdy stosowane są słowniki treści stwierdzeń, pozwalające na ich wstępną selekcję.

Diagnostyczne systemy doradcze wymagają stosowania stwierdzeń przybliżonych oraz niepewnych. Prosty podejściem formalnym, pozwalającym na rozpatrywanie takich stwierdzeń, jest zastosowanie rachunku prawdopodobieństwa oraz przyjęcia umowy, iż wartością $b(s)$ stwierdzenia s będzie prawdopodobieństwo (subiektywne) prawdziwości treści $c(s)$. Uogólnieniem tego podejścia jest przyjęcie założenia, że wartością stwierdzenia s jest jego stopień prawdziwości, interpretowany jako rozszerzenie stałych logicznych NO=0 i YES=1 do uporządkowanego zbioru $[0, 1]$ liczb rzeczywistych.

Stwierdzenia dynamiczne

Szczególną klasę systemów doradczych stanowią dynamiczne systemy doradcze przeznaczone do realizacji zadań w ograniczonym czasie i przy ograniczonych zasobach. Systemami takimi są na przykład systemy przeznaczone do ciągłej (cyklicznej) analizy (interpretacji) dostarczanych do nich danych.

Przydatną koncepcją podczas tworzenia takich systemów są tablice ogłoszeń zawierające stwierdzenia dynamiczne, czyli stwierdzenia zależne od czasu. Należy zaznaczyć, że w diagnostycznych systemach doradczych, w których wprowadzono słowniki treści stwierdzeń, stwierdzenie dynamiczne $s(t)$ może być rozpatrywane jako para (1) złożona ze stałej, niezależnej od czasu treści $c(s)$ oraz zmiennej, zależnej od czasu wartości $b(s(t))$ czyli $b(s, t)$

$$s(t) = \langle c(s), b(s, t) \rangle \quad (4)$$

Realizacja procesu wnioskowania w systemach dynamicznych, ma zapewnić racjonalne wyznaczenie konkluzji w zmieniających się warunkach zewnętrznych, które mogą pociągać za sobą zmiany przesłanek. Skutecznym sposobem realizacji takiego procesu jest zamrażanie oddziaływań zewnętrznych na system na czas trwania podstawowego cyklu wnioskowania. Pozwala to na rozpatrywanie systemu dynamicznego jako systemu quasi-statycznego (statycznego w czasie trwania jednego cyklu) i stosowanie tych metod wnioskowania, które opracowane zostały dla systemów statycznych. Zamrażanie otoczenia pozwala na ograniczanie wielu niedogodności występujących w systemach dynamicznych. Między innymi prowadzi do eliminacji skutków nieznanymi opóźnień, jakie występują pomiędzy zmianą wartości przesłanek oraz zmianą wartości konkluzji, będących ich skutkiem.

Relacje między stwierdzeniami

Przeglądając publikacje dotyczące diagnostycznych systemów doradczych można zauważyć, że najczęściej stosowaną formą reprezentacji wiedzy w tych systemach są reguły. Reguły otrzymywane są w wyniku odpowiedniego procesu pozyskiwania wiedzy [12].

Z wykonanych badań (np. [8]) wynika, że podczas formułowania reguł (wiązących przesłanki z konkluzjami) należy właściwie rozróżniać warunki dostateczne (wystarczające) i warunków koniecznych.

Jeżeli uznaniu prawdziwości stwierdzenia x towarzyszy zawsze uznanie prawdziwości stwierdzenia y , lecz niekoniecznie odwrotnie, to x określane jest jako warunek dostateczny dla y i jednocześnie y jest określane jako warunek konieczny dla x . Jeżeli x jest równocześnie warunkiem koniecznym i dostatecznym dla y , to także y będzie warunkiem koniecznym i dostatecznym dla x .

Wynika stąd ciekawe i bardzo ważne spostrzeżenie, iż dla stwierdzeń x i y o wartościach rozpatrywanych w postaci stopni prawdziwości $b(x) \in [0,1]$ oraz $b(y) \in [0,1]$ informację (regułę r) o tym, że x jest warunkiem dostatecznym dla y można zapisywać

$$r: b(y) \geq b(x). \quad (5)$$

Analogicznie, informację (regułę r) o tym, że y jest warunkiem koniecznym dla x , można zapisywać

$$r: b(x) \leq b(y). \quad (6)$$

Stosowanie warunków (5) i (6) wymaga założenia iż dostępna jest dokładna wiedza dotycząca rozpatrywanego obiektu oraz założenia, że w zbiorze reguł reprezentujących tę wiedzę nie występują sprzeczności. Często założenia takie należy uznać jako zbyt silne. Uznając potrzebę stosowania reguł przybliżonych w tym sensie, że są one reprezentowane przez warunki konieczne lub dostateczne z jakąś (niewielką) niedokładnością, można uogólnić warunki (5) oraz (6) odpowiednio do postaci

$$r: b(y) \geq b(x) - \delta \quad (7)$$

$$r: b(x) \leq b(y) + \delta. \quad (8)$$

gdzie $\delta \in [0,1]$ jest wartością stałą określającą stopień przybliżenia warunku. Wartość δ przyjmowana jest wspólnie dla wszystkich reguł lub indywidualnie dla każdej reguły, jako $\delta(r)$.

Proces wnioskowania

Znanych jest obecnie wiele różnych sposobów organizacji procesu wnioskowania. Wspólną cechą większości z nich jest to, że jawnie lub domyślnie bazują one na poszukiwaniu odpowiedniej ścieżki lub ścieżek pomiędzy znanymi danymi i weryfikowanymi hipotezami. Różnią się one kierunkami i zwrotami poszukiwanych ścieżek, strategią przeszukiwania pola możliwych rozwiązań oraz kryteriami ograniczania pola rozwiązań, kryteriami wyboru rozwiązań i kryteriami kończenia procesu przeszukiwania. Postępowanie polegające na poszukiwaniu wymienionych ścieżek charakteryzuje się tym, że rozwiązanie ogólne uzyskiwane jest na podstawie ciągu rozwiązań zadań lokalnych. Jedną z wad takiego postępowania jest trudność identyfikacji ewentualnych sprzeczności w bazie wiedzy.

W dynamicznych systemach doradczych zaleca się rezygnację z takich sposobów realizacji procesu wnioskowania. Proponuje się postępowanie pozwalające na jednoczesne uwzględnianie wpływu wszystkich czynników, czyli odpowiadające rozumowaniu ogólnemu. Jego realizacja jest możliwa poprzez wprowadzenie modelu, w którym wszystkie stwierdzenia tworzą sieć. Gałęzie tej sieci odpowiadają relacjom występującym między stwierdzeniami. Zmiana wartości dowolnego stwierdzenia pociąga za sobą zmiany wartości stwierdzeń sąsiadujących, odpowiednio do relacji występujących między nimi. Część stwierdzeń (stwierdzenia pierwotne) posiada wartości wynikające z zewnętrznych oddziaływań na rozpatrywaną sieć lub dąży do uzyskania takich wartości. Zakłada się, że pozostałe stwierdzenia będą przyjmowały wartości pozwalające na ustalenie stanu równowagi sieci.

Stan równowagi w sieci stwierdzeń

Identyfikacja stanu równowagi omawianej sieci może być rozpatrywana jako klasyczne zagadnienie programowania liniowego. Brak możliwości uzyskania stanu równowagi dla $\delta=0$, będzie sygnałem o lukach lub błędach (sprzecznościach) występujących w bazie wiedzy. Można zauważyć, że dla $\delta=1$, spełnione będą wszelkie warunki (7) i (8). Minimalizacja wartości δ , dla której spełnione są te warunki może stanowić kryterium optymalizacji poszukiwanego rozwiązania.

Sprowadzenie zadania wnioskowania do problemu definiowanego jako zadanie programowania liniowego pozwala na stosowanie wysoce efektywnych algorytmów numerycznych. Iteracyjne rozwiązywanie takiego zadania rozpoczyna się od przyjęcia wyjściowych wartości nieznanymi stwierdzeń, których wartością domyślną może być 0,5. Należy zauważyć, że stan w którym wszystkie stwierdzenia przyjmują wartość 0,5 zapewnia spełnienie wszelkich zbiorów warunków (7) i (8). Jest to jedno z rozwiązań dopuszczalnych, oznaczające jednak jedynie to, że „nic nie wiemy”.

Rozpatrując zbiory reguł, zarówno dokładnych (5), (6) jak i przybliżonych (7), (8) można zauważyć, że wymienione warunki mogą nie wskazywać jednoznacznego rozwiązania. Wynika to z postaci reguł zapisywanych jako nierówności. Dla uzyskania rozwiązań jednoznacznych potrzebne są dodatkowe kryteria wyboru rozwiązań optymalnych. Ich przykładem może być wymaganie minimalizacji wartości stopnia nieokreśloności rozwiązania reprezentowanego przez zbiór S stwierdzeń wtórnych, gdzie miarą takiego stopnia nieokreśloności jest entropia wartości stwierdzeń wtórnych

$$H(S) = -\sum_{s \in S} b(s) \log_2 b(s) \quad (9)$$

Kryterium (9) prowadzi do rozwiązań zgodnych z intuicyjnymi oczekiwaniami. Jego wadą jest wysoki stopień złożoności algorytmów stosowanych do wyznaczania rozwiązań.

Podsumowanie

Opisano istotę działania dynamicznego systemu doradczego bazującego na koncepcji tablicy ogłoszeń. Elementy tej tablicy tworzą sieć stwierdzeń, których wartości mają spełniać warunki wynikające z przyjętych schematów wnioskowania. Wartości logiczne stwierdzeń, określanych jako stwierdzenia pierwotne, ustalane są na podstawie wyników cyklicznie prowadzonych pomiarów. Na podstawie tych stwierdzeń wyznaczane są (w warunkach równowagi chwilowej) wartości stwierdzeń wtórnych, których część pokazywana jest użytkownikowi. Proces wnioskowania prowadzony za pomocą takiej tablicy może być interpretowany jako poszukiwanie warunków równowagi w sieci oddziaływujących na

siebie stwierdzeń. Możliwość zmieniania, na podstawie wyników wykonywanych pomiarów, wartości występujących w sieci stwierdzeń pierwotnych pozwala na typowy dla diagnostyki technicznej, niemonotoniczny charakter realizowanego procesu wnioskowania.

Opisany system doradczy nadaje się do stosowania w systemach diagnozowania i monitorowania stanu maszyn [8]. Jego szczególną cechą jest możliwość łączenia za pośrednictwem tablicy ogłoszeń wielu rozproszonych modułów jako źródeł danych, działających w różnych środowiskach, bez konieczności stawiania wymogu ich synchronicznego współdziałania.

Literatura

- [1] *Blackboard Systems*. Engelmores R., Morgan T. (eds), Addison-Wesley 1988.
- [2] Bubnicki Z.: *Wstęp do systemów ekspertowych*. PWN, Warszawa 1990
- [3] Cholewa W.: *Struktury baz danych i bazy wiedzy w systemie szkieletowym MAS*. Materiały konferencji Inżynieria Wiedzy i Systemy Ekspertowe. Wrocław 1993, s.443-449.
- [4] Cholewa W.: *Tablice ogłoszeń w diagnostycznych systemach doradczych*. Pomiary, Automatyka, Kontrola 4/98, s.123-128.
- [5] Cholewa W.: *Proces wnioskowania w systemie diagnostycznym DT200*. Materiały konferencji Diagnostyka Procesów Przemysłowych, Jurata 1998, s.157-162.
- [6] Cholewa W., Pedrycz W.: *Systemy doradcze*. Skrypt Politechniki Śląskiej nr 1447. Gliwice 1987.
- [7] Chromiec J., Strzemieczna E.: *Sztuczna inteligencja. Metody konstrukcji i analizy systemów eksperckich*. Akademicka Oficyna Wydawnicza PLJ, Warszawa 1995.
- [8] DT200-1. *System diagnostyczny dla turbozespołów energetycznych o mocy 200 MW*. Cholewa W., Kiciński J. (red), Wydawnictwo IMP PAN, Gdańsk 1998.
- [9] Flanagan M.A.: *Innovative tools for automatic vibration analysis and diagnosis*. Machine, Plant & Systems Monitor, February 1998, p. 17-20.
- [10] Hayes-Roth B.: *A Blackboard Architecture for Control*. Artificial Intelligence 25 (1985), 251-321.
- [11] Hayes-Roth B.: *An Architecture for Adaptive Intelligent Systems*. Artificial Intelligence, 72 (1995) 329-365.
- [12] Moczulski W.: *Metody pozyskiwania wiedzy dla potrzeb diagnostyki maszyn*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [13] Mulawka J. J.: *Systemy ekspertowe*. WNT, Warszawa 1996.

PODSTAWY ZAAWANSOWANEJ DIAGNOSTYKI ENERGETYCZNEJ SYSTEMÓW MECHANICZNYCH I BIOMECHANICZNYCH

Marian Witalis DOBRY

Politechnika Poznańska Instytut Mechaniki Stosowanej

ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań, Tel.: +48 61 665 23 47, Fax.: +48 61 665 23 07

E-mail: Marian.Dobry@put.poznan.pl

1. Wprowadzenie

Badania przepływu energii i rozdziału mocy w systemach mechanicznych i biomechanicznych prowadzone w ostatnich latach w Laboratorium Dynamiki i Ergonomii Systemów Człowiek - Narzędzie wykazały, że przepływ energii i rozdział mocy może być nową dziedziną obserwacji zmiany stanu technicznego obiektu mechanicznego oraz stanu zagrożenia zdrowia czynnika ludzkiego [1]. Badania wykazały, że obie wielkości energetyczne charakteryzują się dużą dynamiką zmian w zależności od stanu technicznego obiektu i pozwalają na rozróżnienie wiele poziomów tego stanu.

Analiza stanu technicznego w dziedzinie energii zaliczana jest do metod zaawansowanej diagnostyki energetycznej systemów mechanicznych i biomechanicznych, gdyż realizowana jest na podstawie rezultatów analizy dynamicznej badanego systemu.

2. Podstawy zaawansowanej diagnostyki energetycznej

Obserwację i ocenę systemów mechanicznych i biomechanicznych w dziedzinie przepływu energii i rozdziału mocy umożliwił teoretyczny opis tych zjawisk przedstawiony w [1]. W tym celu wykorzystano Pierwszą Zasadę Termodynamiki i zastosowano ją do systemów mechanicznych, przy założeniu występowania tylko mechanicznych form energii. W rezultacie tych prac wyprowadzono dwie energetyczne zasady stanowiące podstawy przepływu energii i rozdziału mocy w dynamicznej strukturze badanego systemu mechanicznego lub biomechanicznego. Zasady te nazwano: Pierwszą Zasadą Przepływu Energii w Systemie Mechanicznym (PZPEwSM) i Pierwszą Zasadą Rozdziału Mocy w Systemie Mechanicznym (PZRMwSM) [1].

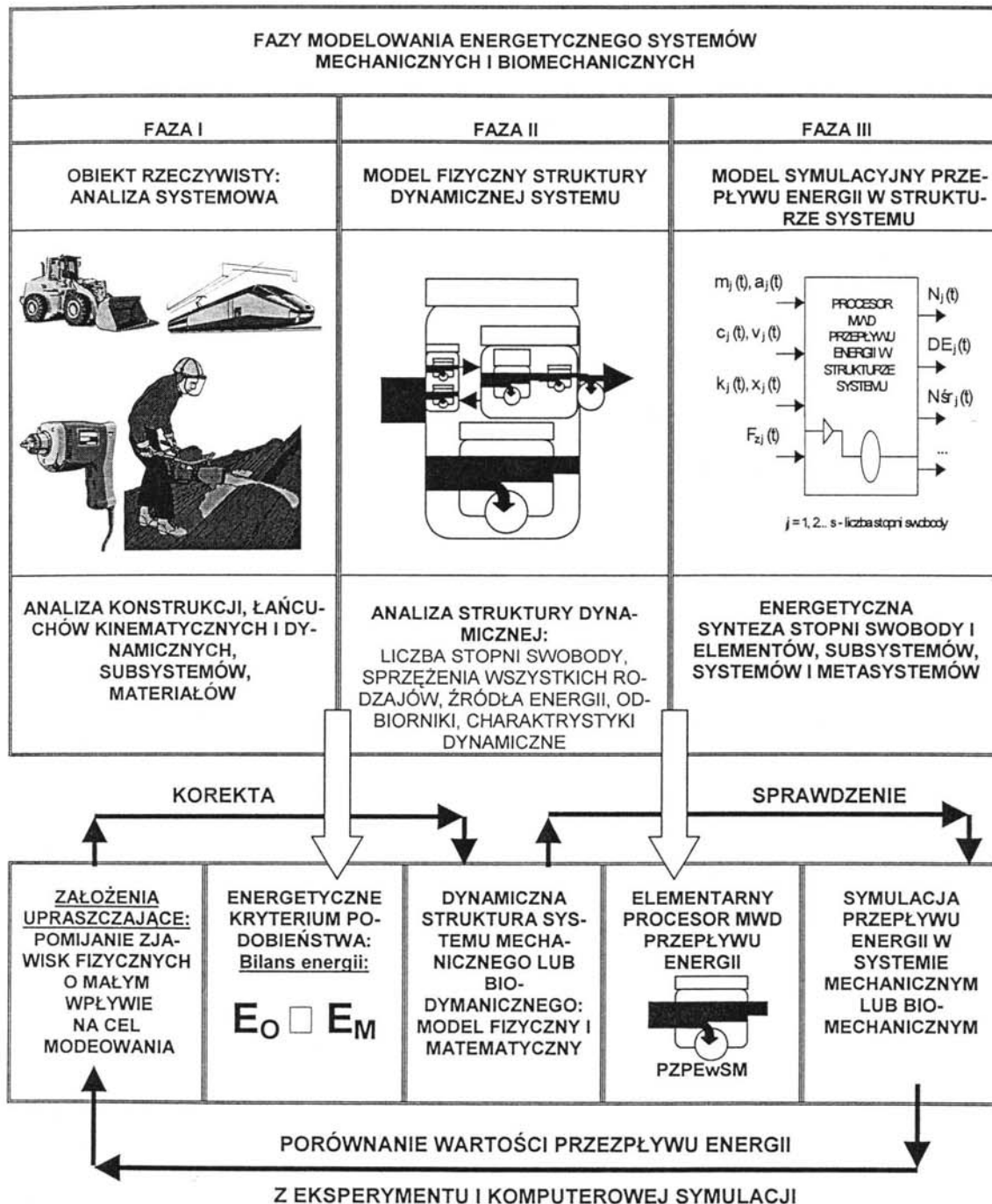
PZPEwSM pozwala na uogólnioną analizę przepływu energii od jej źródeł przez dynamiczną strukturę badanego systemu do miejsc jej odbioru lub start w systemie. Zasada ta wykazuje związek między dynamiką systemu mechanicznego, a strukturalnym przepływem energii, który zależy od zidentyfikowanych dynamicznych parametrów badanego systemu. W wyniku jej zastosowania uzyskujemy dawki energii w dżulach [J], które przepłynęły

przez interesujący nas stopień swobody (z rozróżnieniem dawek energii płynących w strukturze dynamicznej takich jak: energia bezwładności, strat i sprężystości), element, podsystem, system lub metasystem. Zasada ta ma zatem uniwersalny – uogólniający charakter i umożliwia analizę energetyczną na dowolnym poziomie struktury dynamicznej badanego systemu mechanicznego [1].

PZRMwSM opisuje szybkość przepływu energii w określonym punkcie struktury dynamicznej. Może być zastosowana również na wszystkich poziomach strukturalnego rozdziału mocy od elementów dynamicznej struktury poczynając, przez stopnie swobody, elementy, podsystemy systemy i na metasystemie kończąc [1, 2].

Obie Zasady energetyczne umożliwiają rozwiązanie podstawowego zagadnienia odwrotnego diagnostyki wibroakustycznej, czyli określenie na podstawie pomiarów drgań: tj. przyspieszeń, prędkości i przemieszczeń oraz zidentyfikowanych parametrów dynamicznych badanej struktury systemu mechanicznego lub biomechanicznego jak szybko, jakimi drogami i jakimi dawkami płynie energia w badanej strukturze mechanicznej. Różnicowanie tych zjawisk fizycznych stanowi podstawę diagnostyki energetycznej.

Zaproponowana metoda energetyczna zaawansowanej diagnostyki przydatna jest szczególnie tam, gdzie nie można wprowadzić czujników drgań do wnętrza struktury. Dotyczy to np. struktury dynamicznej człowieka jako subsystemu badanych systemów biomechanicznych [3]. Przepływ energii i rozdział mocy w organizmie człowieka określa się wówczas na podstawie znajomości modelu dynamicznego oraz zmierzonych drgań na wejściu do subsystemu człowieka oraz zdefiniowanych w ww. Zasadach reguł rządzących przepływem i rozdziałem mocy – patrz rys. 1. Obliczenia realizuje się symulacyjnie na komputerze na podstawie specjalnie do tego celu zbudowanego programu wykorzystującego program MATLAB/simulink i Procesor MWD Przepływu Energii – faza III, rys. 1. Stwierdzona duża wrażliwość przepływu energii i rozdziału mocy w badanym systemie mechanicznym i biomechanicznym na zmiany właściwości jednego z elementów subsystemów umożliwiła zastosowanie wielkości energetycznych jako wielkości kryterialnych.



Rys. 1. Fazy modelowania energetycznego [3, 6] z wykorzystaniem Pierwszej Zasady Przepływu Energii w Systemie Mechanicznym [1]

Jako podstawową wielkość kryterialną przyjęto dawkę energii w dżulach [J], która przepływa przez punkt kontrolny ustalony w czasie badań wstępnych. Dawkę energii – inaczej przyrost energii wejściowej do badanego systemu, można zapisać jako funkcję wielu wielkości fizycznych i warunków pracy systemu mechanicznego (biomechanicznego): $\Delta E_{we} = f \{ \text{[dynamiki fundamentu i konstrukcji wsporczej]; [struktury dynamicznej systemu i}$

jej przestrzennej konfiguracji]; [struktury dynamicznej czynnika ludzkiego]; [wartości zidentyfikowanych, zmiennych w czasie parametrów dynamicznych całej struktury badanego metasytemu]; [zidentyfikowanych źródeł energii zewnętrznych i wewnętrznych, ich mocy oraz sił, które mogą wyzwolić do napędu, sterowania i hamowania systemu w czasie pracy]; [sposobu sterowania pracą systemu]; [cza-

su rzeczywistego "t"); [warunków środowiska] oraz [innych czynników tutaj nie wymienionych]).

Zmieniający się stan techniczny obiektu w przypadku trwania eksploatacji jest przyczyną zmiany wartości parametrów dynamicznych nadzorowanej struktury i jego właściwości. Ten fakt wywołuje zmianę dynamiki całego systemu, w tym zmianę wielkości fizycznych jako składowych sygnału mocy dystrybuowanej do poszczególnych stopni swobody. Zmiana przyrostu energii wejściowej określonej na podstawie sumy wszystkich strumieni energii wpływających do poszczególnych stopni swobody sygnalizuje zmianę stanu technicznego obiektu.

Ocena energetyczna stanu technicznego obiektu lub zagrożenia zdrowia wywołanego drganiami jest możliwa w przypadku, gdy dysponujemy energetycznymi kryteriami oceny systemów. Jako kryteria energetyczne oceny zaproponowano dopuszczalne wartości symptomów energetycznych ustalone teoretycznie (dla znanych z norm wartości dopuszczalnych przyspieszeń drgań) na podstawie symulacji przepływu energii lub doświadczalnie przy weryfikacji wartości uzyskanych na drodze teoretycznej [1].

3. Zaawansowana diagnostyka energetyczna na przykładzie systemu biomechanicznego

Analizie energetycznej poddano silnie nieliniowy system dynamiczny Człowiek - Zmechanizowane Narzędzie Ręczne - Podłoże (C-ZNR-P), którego strukturę dynamiczną i model przepływu energii na poziomie podsystemów pokazano na rys. 2.

Opracowany komputerowy program symulacji przepływu energii w tym systemie z wykorzystaniem PZPEwSM i PZRMwSM umożliwił wyznaczenie średnich mocy kierowanych do poszczególnych stopni swobody obliczonych z dawek energii, które wpływają do nich w czasie 100 cykli pracy (3,3 s). Na rys. 3 pokazano te rezultaty w kolejności od największej do najmniejszej wartości mocy w przypadku młotka pneumatycznego wyposażonego w wibroizolację WoSSO. Na rys. 3 pokazano również moc wejściową do systemu C-ZNR-P oraz rozdział mocy w przypadku młotka pneumatycznego bez wibroizolacji (konwencjonalnego) - oznaczonej słupkami czarnymi.

4. Energetyczna ocena badanego systemu

Obliczony rozdział mocy do poszczególnych stopni swobody charakteryzuje energetyczne obciążenie systemu C-ZNR-P na skutek pobudzenia do drgań bijaka i korpusu młotka. Moc wejściowa dostarczana przez sprężone powietrze wynosiła 1000 W. Bijak młotka (organ roboczy) uzyskał moc 418 W, którą przekazuje za pośrednictwem grota do podłoża.

Podłoże przejmuje jednak tylko 243 W, co oznacza, że 175 W ulega stracie na tej drodze. Korpus młotka uzyskuje moc równą 4,9 W. Stopnie swobody związane z biomechanicznym modelem człowieka-operatora uzyskują odpowiednio moce: Rękojeść-Dłoń - 0,063 W, Przedramię-Lokieć - 0,015 W, Ramię-Bark - 0,0055 W. Sumaryczna moc przekazana do subsystemu człowieka-operatora wynosi zatem 0,0835 W, co stanowi zaledwie 0,008 % mocy wejściowej do systemu C-ZNR-P. Widoczna jest tutaj skuteczna izolacja energetyczna subsystemu WoSSO. Skuteczność energetyczną izolacji WoSSO można ocenić w stosunku do młotka pneumatycznego konwencjonalnego bez wibroizolacji. Średnie moce obliczone z dawek energii w tym przypadku wynoszą dla stopni swobody: Korpus młotka-Rękojeść - 17,8 W, Rękojeść-Dłoń - 17,8 W, Przedramię-Lokieć - 23,8 W, Ramię-Bark - 7,2 W. Dzięki obliczonemu rozdziałowi mocy można ocenić względny spadek mocy w poszczególnych stopniach swobody i zaobserwować zmianę jego rozkładu w strukturze dynamicznej człowieka-operatora. Sumaryczna moc wejściowa do człowieka-operatora wynosi w tym przypadku 48,8 W. Energetyczna względna efektywność poprawy warunków drganiowych oceniana globalnie wynosi w tym przypadku: $48,8 : 0,0835 = 582$ razy i świadczy o zatrzymaniu przepływu energii mechanicznej na drodze korpus - człowiek-operator.

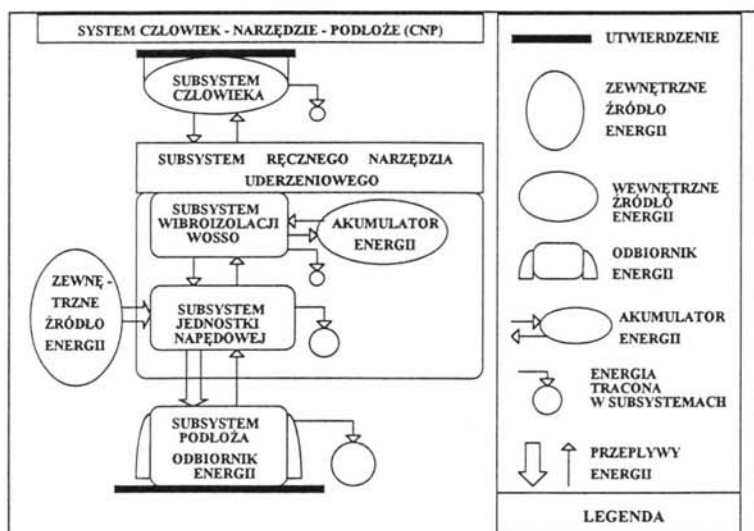
Diagnostyka bezwzględna bezpieczeństwa operatora w tym przypadku jest możliwa jeśli znana jest wartość dopuszczalna średniej mocy, która może być kierowana do człowieka od narzędzi na skutek ich drgań w czasie 8 godz. trwania jednej zmiany roboczej. Wartość dopuszczalną tej mocy ustalono w [1] i wynosi ona 0,1 W dla 8 godzin pracy (w literaturze światowej nie ma tych danych). Porównanie powyższej wartości z uzyskaną z badań prowadzi do wniosku, że młotek pneumatyczny MS13A+WoSSO spełnia wymagania energetyczne bezpieczeństwa drganiowego, a narzędzie konwencjonalne przekracza wartość dopuszczalną 488 razy. Bezpieczeństwo drganiowe człowieka-operatora można zatem ocenić przy pomocy jednego parametru energetycznego.

Powyższe rezultaty symulacji komputerowej przepływu energii zostały potwierdzone eksperymentalnie w badaniach prototypów młotków [1].

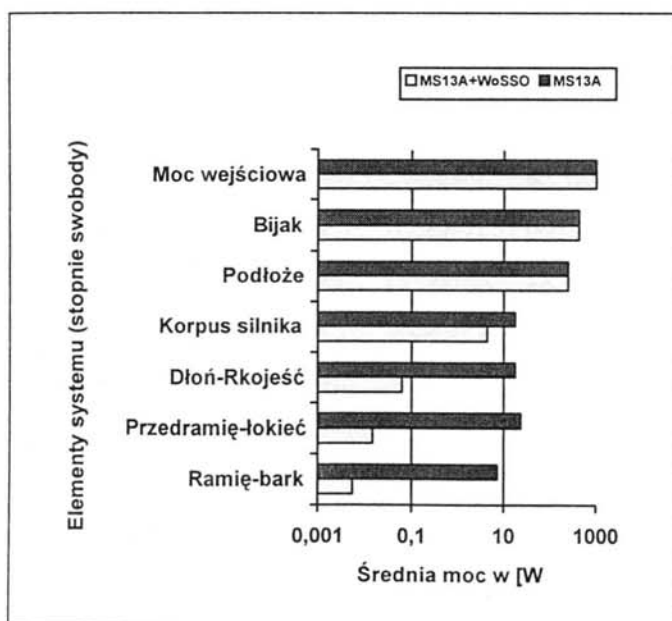
5. Wnioski

1. Przeprowadzone badania wykazały, że istnieje możliwość prowadzenia zaawansowanej diagnostyki energetycznej systemów mechanicznych i biomechanicznych realizowanej w dziedzinie przepływu energii.

2. Zdefiniowane dwie zasady energetyczne: PZPEwSM i PZRMwSM stanowią podstawę teoretyczną zaawansowanej energetycznej diagnostyki.



Rys. 2. Struktura systemu Człowiek - Zmechanizowane Narzędzie Ręczne - Podłoże (C-ZNR-P) i model przepływu energii wewnątrz systemu na poziomie subsystemów [1]



Rys. 3. Rozdział średniej mocy w systemie Człowiek - Maszyna (drżania miejscowe) w przypadku używania w procesie pracy młotka pneumatycznego MS13A (konwencjonalnego) oraz MS13A z zastosowaną wibroizolacją WoSSO [6]

- Uogólnionym – energetycznym symptomem diagnostycznym może być średnia moc obliczana z dawki energii wejściowej do elementu (stopnia swobody) w określonym czasie trwania ekspozycji drganiowej w odróżnieniu od symptomów amplitudowych [4, 5].
- Jako wielkość kryterialną można przyjąć dopuszczalną średnią moc w watach.

5. Przedstawiona w przykładzie energetyczna diagnostyka umożliwia ocenę stanu technicznego obiektu technicznego i zagrożenia zdrowia systemu biomechanicznego z nim współpracującego przy pomocy jednego symptomu.

6. Podsumowanie

Przedstawiona praca stanowi jedno z pierwszych sformułowań podstaw nowej energetycznej diagnostyki systemów mechanicznych i biomechanicznych w zadanych ramach ograniczeń tej publikacji. Dalsze badania w tej dziedzinie będą kontynuowane, gdyż uzyskane wyniki pokazują duże możliwości zaawansowanej energetycznej diagnostyki.

Literatura

- Dobry M. W.; Optymalizacja przepływu energii w systemie Człowiek - Narzędzie - Podłoże (CNP). Seria „Rozprawy” nr 330. ISSN 0551-6528 Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań, marzec 1998 r.
- Dobry M. W.; Energy flow in Man - Tool - Base System, Lecture Notes of the ICB Seminars, Vol. 29, Ed. International Centre of Biocybernetics, Warszawa 1996, s. 35-56.
- Dobry M. W.; Energetyczne oddziaływanie drgań technicznych środków transportu na organizm ludzki - Wprowadzenie. Materiały konferencyjne. Międzynarodowe Seminarium Naukowo-Techniczne, Zakład Podstaw Budowy Urządzeń Transportowych, Wydział Transportu, Politechnika Warszawska, Warszawa, listopad 1999 r., s. 125-134.
- Cempel C.; Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. PWN. Warszawa, 1982 r.
- Natke H. G.; Cempel C.; Holistic dynamics and subsystem modelling: principles. International Journal of Systems Science, 1999, vol. 30, No. 3, 289-393.
- Dobry M. W.; Uogólniona - energetyczna metoda analizy dynamicznej struktur mechanicznych i biomechanicznych, VOL. IX - Structural Acoustics and Mechanics for Environmental Protection, Ed. by Polish Acoustical Society, Dep. Cracow, ISBN 83-909641-3-9, Cracow, 2000, pp. 93-98.
- 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

DIAGNOSTYKA PROCESU KRZEPNIĘCIA ODLEWÓW ZE STOPÓW METALI METODĄ EMISJI AKUSTYCZNEJ

Maria GOLEC

Politechnika Poznańska, Instytut Mechaniki Stosowanej

Zakład Dynamiki i Wibroakustyki Systemów

ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, tel. (061) 665 2302, fax. (061) 665 2307

e-mail: Maria.Golec@put.poznan.pl

1. Wprowadzenie

Proces krzepnięcia polega na przechodzeniu odlewu ze stanu ciekłego w stan stały. Składa się on z okresów wydzielania poszczególnych faz, które zależą od rodzaju stopu i szybkości odprowadzenia ciepła z krzepnącego obszaru. Podczas procesu krzepnięcia występuje wiele zjawisk, które często decydują o powstającej strukturze a tym samym o właściwościach użytkowych odlewu. Są to między innymi: zjawiska skurczowe i kompensujący je przepływ masowy lub kapilarny, zjawiska segregacji, zjawiska wydzieleniowe i osadzania zanieczyszczeń, zjawiska konwekcyjne wywołane nierównomiernością pola temperatury w strefie ciekłej lub stało ciekłej, zjawiska skurczowe w stanie stałym lub prawie stałym powodujące występowanie stanu naprężeń i będące w konsekwencji przyczyną powstawania mikro- i makro- pęknięć w odlewie. Dla danego stopu intensywność tych zjawisk i ich rozkład są związane z kierunkiem i szybkością odprowadzania ciepła [1]. Aby przeciwdziałać negatywnym skutkom występowania tych zjawisk studiuje się mechanizmy ich powstawania. Wśród stosowanych obecnie metod badań podstawową rolę spełniają bezpośrednie badania eksperymentalne, prowadzone w całym czasie krzepnięcia odlewu, z wykorzystaniem różnych technik pomiarowych i wielkości fizycznych.

Rozwój numerycznych metod rejestracji i przetwarzania dużej liczby danych uzyskanych z pomiarów umożliwił stosowanie emisji akustycznej w badaniach procesu krzepnięcia odlewów ze stopów metali.

Ogólnie, pojęciem emisja akustyczna określane jest zjawisko polegające na powstawaniu i generowaniu fal sprężystych wewnątrz lub na powierzchni ośrodka. Powszechnie termin emisja akustyczna (stosowany skrót EA lub AE od angielskiego terminu acoustic emission) używany jest od początku lat sześćdziesiątych [2]. Termin ten obejmuje również metody badań, w których wykorzystuje się zjawisko EA.

Metoda EA stwarza nowe możliwości obserwacji procesów występujących w czasie krzepnięcia odlewów będących potencjalnymi źródłami emisji aku-

stycznej takich jak np. zarodkowanie i wzrost kolejnych faz, tarcie kryształów zawieszonych w cieczy podczas ruchów konwekcyjnych, grawitacyjnych i przemieszczania się fazy stało-ciekłej (np. podczas tworzenia się jamy skurczowej), wydzielanie się gazów, powstawanie pęknięć w stanie stało-ciekłym i w stanie stałym. Rejestracja i analiza sygnału EA odbieranego z krzepnącego obszaru odlewu stosowana jest jednak jeszcze sporadycznie. Związane jest to z występującymi problemami natury pomiarowej EA i z trudnościami podczas jednoznacznej interpretacji wyników badań.

2. Przebieg badań procesu krzepnięcia odlewów ze stopów metali metodą EA

W 1993 roku, w ramach realizacji projektu badawczego [3], zapoczątkowano w Politechnice Poznańskiej i w kraju badania emisji akustycznej w zastosowaniu do identyfikacji procesu krzepnięcia odlewów ze stopów metali.

W całym cyklu badań krzepnięcia odlewów, prowadzonych do chwili obecnej, stosowano równocześnie metodę EA i jako odniesienie znaną i szeroko stosowaną analizę krzywych stygnięcia krzepnących odlewów z analizą ich pierwszych pochodnych.. W pomiarach temperatury stosowano zawsze po dwa termoelementy NiCr-Ni połączone z centralą akwizycji danych firmy Schlumberger i z komputerem. Do odbioru sygnału EA stosowano po dwa falowody o przekroju od 1.5 mm do 3 mm i o długości od 200 mm do 300 mm (umieszczone wewnątrz krzepnącego odlewu) wykonane kolejno z wolframu, molibdenu i stali połączone z przetwornikiem EA poprzez stożek ze stali, z duraluminium lub z mosiądzu. Zatem podczas badań rejestrowano zawsze, z różnych obszarów krzepnących odlewów, temperaturę oraz krótkotrwałe impulsy EA na oscyloskopie cyfrowym i obwiednię sygnału EA na cyfrowym rejestratorze magnetycznym. Na drodze obliczeń numerycznych wyznaczano pochodną krzywej stygnięcia oraz różne deskryptory EA tzn.. pochodne zmian w czasie krzepnięcia (tempo i sumę zliczeń EA), pochodne przebiegów czasowych (maksymalną i średnią amplitudę EA), pochodne energii (wartość skuteczną EA), pochodne rozkładu

częstotliwościowego (widmo amplitudowo-częstotliwościowe EA).

Początkowo badano krzepnięcie odlewów ze stopów Pb-Sb (8%) i Al-Si (11.6%). Podczas badań wstępnych odlewy wykonywano w próbnikach z masy formierskiej na osnowie z piasku kwarcowego wiązanego spoiwem żywicznym. Podczas tych badań zaobserwowano wystąpienie zakłóceń EA występującej w procesie krzepnięcia odlewów. Naprężenia cieplne występujące w próbnikach powodowały powstawanie w nich mikro- i makro- pęknięć będących dodatkowym źródłem EA.

Aby uniknąć tej niedogodności, w dalszych badaniach odlewy wykonywano w stalowych próbnikach w kształcie walca oraz w formach w kształcie kuli (o średnicy 76 mm) z żeliwa szarego z układem doprowadzającym metal do formy.

Na podstawie analizy wyników badań krzepnięcia stopów Pb-Sb i Al-Si w cienkościennych (0.6 mm) próbnikach metalowych metodami analizy termicznej i EA stwierdzono, że proces krzepnięcia nie przebiegał równomiernie w poszczególnych obszarach objętości odlewu. Na krzywych przedstawiających sumę i tempo zdarzeń EA w czasie krzepnięcia odlewu ze stopu Pb-Sb nie można było zidentyfikować faz krzepnięcia:

- początek wydzielania fazy preeutektycznej,
- koniec przystanku temperaturowego w zakresie temperatury likwidus,
- początek przemiany eutektycznej,
- koniec przemiany eutektycznej.

W odlewie ze stopu Al-Si zaobserwowano dużą liczbę zliczeń zdarzeń EA w końcowej fazie przemiany eutektycznej.

Na podstawie analizy wyników badań testowych własności przenoszenia sygnału EA przez falowody wykonane z różnych materiałów, w dalszych eksperymentach (odlewy w kształcie kuli) stosowano już tylko falowody stalowe.

W wyniku badań krzepnięcia odlewów w grubościennych formach w kształcie kuli stwierdzono, że niektóre przemiany fazowe, zwłaszcza zachodzące w końcowym etapie krzepnięcia odlewu ze stopu Pb-Sb można zidentyfikować metodą EA. Początek krystalizacji odlewu tzn. wydzielanie się fazy predeutektycznej stosunkowo łatwo zidentyfikować z krzywych temperaturowych a znacznie trudniej na podstawie analizy wartości deskryptorów EA. Natomiast jednoznaczna identyfikacja przemian fazowych w krzepnących odlewach ze stopu Al-Si była trudna z uwagi na odmienny charakter sygnału EA, aczkolwiek koniec przemiany eutektycznej w niektórych testach krzepnięcia był widoczny na krzywych przedstawiających sumę wartości skutecznej sygnału EA.

Rezultaty badań prowadzonych w ramach powyższego projektu badawczego prezentowane były w różnym zakresie na kilku konferencjach krajowych

[4 – 8] i konferencjach zagranicznych [9, 10]. Zostały również omówione w pracach [11 – 13].

Po zakończeniu realizacji projektu badawczego [3] kontynuowano badania krzepnięcia odlewów ze stopu Pb-Sb uwzględniając przede wszystkim zagadnienie akwizycji i przetwarzania sygnału EA [14] i rozszerzając badania impulsów EA i ciągłej EA o analizę w dziedzinie częstotliwości [15]. Stwierdzono, że zmianom struktury odlewu ze stopu Pb-Sb towarzyszą istotne zmiany składowych w widmie impulsów EA. Mniej wyraźne zmiany obserwowano w widmie ciągłej EA. Zbyt mała liczba zarejestrowanych impulsów EA generowanych w różnych fazach krzepnięcia nie pozwoliła dokonać pełnej identyfikacji faz krzepnięcia.

W ramach projektu badawczego [16] kontynuowano badania w zakresie oceny możliwości zastosowania metody EA do badań procesu krzepnięcia odlewów ze stopów metali. W celu oceny zawartości informacyjnej w sygnale EA o zjawiskach zachodzących w czasie krzepnięcia próbek ze stopu technicznego Wooda, ze stopu aluminium AK9 i ze stopu cynku Z41 prowadzono równocześnie badania metodą analizy termicznej. Metoda analizy termicznej, stanowiła odniesienie do interpretacji wyników analizy EA. Badaniami metodą analizy termicznej zajmował się zespół w składzie Z. Ignaszak, A. Baranowski i M. Hajkowski z Instytutu Technologii Materiałów, Zakład Odlewnictwa Politechniki Poznańskiej.

Badania krzepnięcia odlewu ze stopu Wooda prowadzono w próbnikach metalowych – pojemnikach walcowych, o grubości ścianki ok. 0.7 mm, średnicy wewnętrznej ok. 40 mm i pojemności ok. 100 cm³. W celu określenia wpływu intensywności chłodzenia odlewów na proces krzepnięcia kolejno badano:

- krzepnięcie odlewu w pojemnikach metalowych chłodzonych na wolnym powietrzu,
- krzepnięcie odlewu w pojemnikach metalowych chłodzonych w kąpeli wodnej o temperaturze początkowej 20⁰ C,
- krzepnięcie odlewu po nagraniu próbniaka i jego chłodzeniu w kąpeli wodnej.

Stwierdzono, że

- proces krzepnięcia odlewu w próbniku metalowym jest mało stabilny tzn. przebieg krzywej stygnięcia zależy nie tylko od temperatury zalania stopu, ale także od temperatury początkowej formy i stosunku objętości stopu do objętości kąpeli wodnej,
- podczas krzepnięcia odlewu na wolnym powietrzu oraz podczas nagrzewania i studzenia w kąpeli wodnej proces krzepnięcia trwa długo i trudne jest określenie charakterystycznych temperatur stopu - temperatury likwidus i solidus oraz końca krzepnięcia stopu.

Zatem aby uniknąć niestabilności procesu krzepnięcia odlewu i zoptymalizować czas trwania krzepnięcia, w późniejszych eksperymentach postanowiono badać krzepnięcie odlewów w grubościennych formach metalowych (kokilach).

W dalszych badaniach, kształt odlewu przyjęto w postaci stożka ściętego, który krzepł w kokili wymuszającej krzepnięcie kierunkowe poprzez zróżnicowanie materiałów części składowych kokili. Poprzez zmianę kształtu kokili wymuszano stygnięcie odlewu – stygnięcie swobodne (odlew – stożek) lub stygnięcie ze skurczem hamowanym (odlew – stożek z pierścieniami). Badania procesu krzepnięcia odlewów przeprowadzono w różnych warunkach eksperymentu. Odlewy ze stopu AK9 badano:

- ze skurczem swobodnym podczas stygnięcia, dla różnych temperatur początkowych formy: (20 - 22) °C, 155 °C, 270 °C,
- ze skurczem swobodnym podczas stygnięcia, ze stopu zagazowanego poprzez wprowadzenie pary wodnej do stopu w tyglu za pomocą nawilżonej wodą bawełny, dla początkowej temperatury formy: (20 - 22) °C,
- ze skurczem hamowanym podczas stygnięcia, dla początkowej temperatury formy: (20 - 22) °C.

Odlewy ze stopu Z41 badano dla stałej temperatury formy: (20 - 22) °C, zmieniając sposób przebiegu skurczu: skurcz swobodny i hamowany.

Stosowane procedury analizy sygnału EA i ważniejsze wyniki badań krzepnięcia odlewów realizowanych w ramach projektu badawczego [16] referowano na kilku konferencjach.

W [17] przedstawiono problemy związane z przetwarzaniem sygnału EA w dziedzinie czasu, amplitud i częstotliwości.

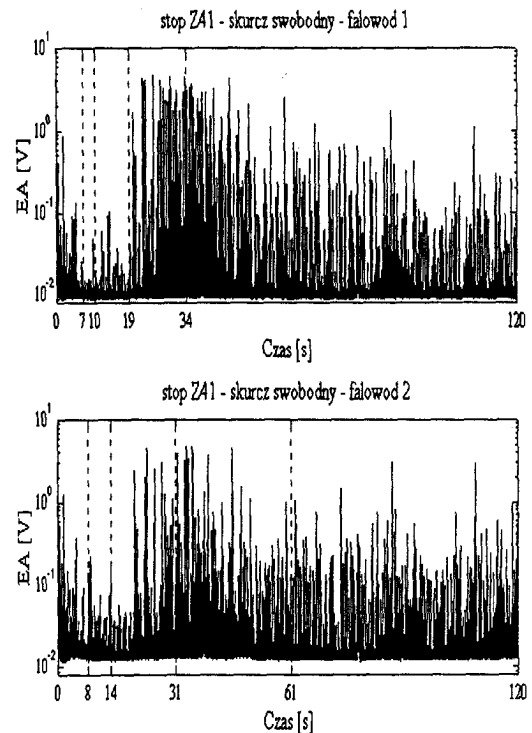
Omówiono możliwości wnioskowania o procesie krzepnięcia odlewów na podstawie kilku deskryptorów obwiedni sygnału EA takich jak: przebiegi czasowe, suma wartości skutecznej i suma zdarzeń obwiedni sygnału EA oraz na podstawie analizy amplitudowych widm sygnału EA. Przedstawiono specjalnie opracowane procedury wyznaczania w środowisku MATLAB® zastosowanych deskryptorów EA.

Na podstawie analizy przeprowadzonych badań krzepnięcia odlewów metodą EA stwierdzono, że poszczególne deskryptory EA zawierają różne informacje o charakterystycznych momentach procesu krzepnięcia odlewów.

Na przebiegach czasowych obwiedni EA krzepnących odlewów ze stopu Z41 (rys. 1): można było obserwować kinetykę krzepnięcia odlewu, a zwłaszcza czas zakończenia krzepnięcia w dolnym i górnym obszarze odlewu. Jednak było to możliwe tylko do momentu, gdy nie wystąpiło źródło EA zakłócające obserwowany proces. I tak, emisja akustyczna od odkształcenia plastycznego warstwy już

zakrzepłej zakłóca obserwację końca krzepnięcia w górnym obszarze odlewu.

W większości przypadków czas uzyskania przez dany stop temperatury likwidus oraz przemian fazowych pokrywał się z czasem wystąpienia przegięć na krzywych sum wartości skutecznej obwiedni i sum zdarzeń emisji akustycznej. Na podstawie analizy kształtu tych krzywych można było określić charakterystyczne momenty procesu krzepnięcia



Rys. 1. Obwiednie sygnałów EA odlewu ze stopu Z41

W [18] podjęto próbę pokazania możliwości wykorzystania metody EA do obserwacji tworzenia się struktury pierwotnej w odlewach (struktury metalograficznej powstającej podczas krzepnięcia i zachowującej swoją postać do przemiany alotropowej – eutoktoidalnej).

Stwierdzono, że w poszczególnych fazach krzepnięcia odlewów ze stopów AK9 i Z41 zjawiska emisji akustycznej występują z różną intensywnością. Jednoznaczna identyfikacja faz krzepnięcia nie była jednak możliwa. Jedynie koniec procesu krzepnięcia w badanych obszarach odlewów został wyraźnie odzwierciedlony wzrostem intensywności EA.

W pracy [19] pokazano, że naprężenia cieplne i towarzyszące im odkształcenia plastyczne powstające podczas krzepnięcia i stygnięcia odlewów ze stopów metali są źródłem EA. Dla stopów, których faza α odkształca się przez poślizg istnieje możliwość określenia początkowej temperatury

formy odlewniczej zapewniającą minimalizację naprężeń cieplnych w odlewie wykorzystując analizę EA (np. w odlewie ze stopu AK9). W warunkach przeprowadzonego eksperymentu, w celu minimalizacji skokowego odkształcenia plastycznego materiału i wynikających stąd mikro- i makropęknięć, początkowa temperatura formy powinna być wyższa od 155°C a niższa niż 270°C.

3. Literatura

- Leda H.: Wprowadzenie do inżynierii materiałowej. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1993.
- Malecki I Ranachowski J.: (red) Emisja akustyczna. Źródła, metody, zastosowania . IPPT PAN, Warszawa 1994.
- Praca zbiorowa.: Zjawiska emisji akustycznej (EA) w identyfikowaniu i badaniu krzepnięcia i krystalizacji stopów metali, Sprawozdanie końcowe z badań PB 1244/S2/93/04, Politechnika Poznańska, Instytut Mechaniki Stosowanej, Poznań 1994.
- Z. Ignaszak, A. Baranowski, M. Golec: Consideration Concerning the Correlation of Solidification Mechanisms and Their Acoustic Emission (AE). XVIIth Symposium Vibrations in Physical Systems, Poznań-Błażejewko, May 26-28 1994, 155-156.
- M. Golec, Z. Ignaszak, A. Baranowski: Application of Acoustic Emission to the Investigations of Solidification of Casted Metals and Alloys. XVIth Symposium Vibrations in Physical Systems, Poznań-Błażejewko, May 26-28 1994, 137-138.
- M. Golec, C. Cempel, Z. Golec: Emisja akustyczna w procesach krzepnięcia stopów Pb-Sb i Al-Si. XLII Otwarte Seminarium z Akustyki, Warszawa-Białowieża, 1995, 547-552
- M. Golec, C. Cempel, Z. Golec.: Miary sygnału emisji akustycznej przydatne w identyfikacji krzepnięcia stopów metali. III Krajowa Konferencja „Diagnostyka techniczna urządzeń i systemów”. Szczyrk 10 – 13 października 1995. Wydawnictwo Instytutu Technicznego Wojsk Lotniczych, Warszawa 1995, 97-104.
- M. Golec, Z. Golec, C. Cempel, Z. Ignaszak, A. Baranowski: Emisja akustyczna w badaniach krzepnięcia stopów metali. XXIV Krajowa Konferencja Badań Nieniszczących Poznań-Kiekrz 24-26.10.1995, 49-58.
- Z. Ignaszak, M. Golec, A. Baranowski, Z. Golec: Study on Identification of Phenomena in Solidifying Alloys with the Use of Complex Methods Including Thermal Analysis and Consideration of the AE Signals. 1994 IEEE International Ultrasonics Symposium, Cannes, France, November 1-4, 1994, 1121-1124.
- M. Golec, Z. Golec, Z. Ignaszak, A. Baranowski: Application of Acoustic Emission for Purposes of Identification of Pb-Sb(8%) Alloy Solidification. Ultrasonics World Congress 1995. Proceedings of the World on Ultrasonics, Berlin, Germany September 3-7. 1995, 527-530.
- M. Golec: Zjawiska emisji akustycznej w identyfikacji i badaniu krzepnięcia i krystalizacji stopów metali. Akustyka w Technice, Medycynie i Kulturze. Seminarium, Kraków, 7-9. 11.1995. Granty KBN realizowane w latach 1993-1995, 189-192.
- Z. Ignaszak, M. Golec, A. Baranowski, Z. Golec: Identification of Phenomena in Solidifying Alloys using Thermal Analysis and Acoustic Emission. Archiwum Technologii Maszyn i Automatyki, Vol. 15 nr 1 1995, 41-49.
- Z. Ignaszak, M. Golec, Z. Golec: The Comparison of Methods Non-Ferrous Alloys Solidification Testing by Means of Thermal Analysis and Acoustic Emission. Archives of Metallurgy, Vol. 43, 1998, Issue 4, 329-340.
- M. Golec Acquisition and Processing of Acoustic Emission Signal for Purposes of Investigation of Solidification of Alloys. XVIIth Symposium Vibrations in Physical Systems, Poznań-Błażejewko, May 22-25 1996, 136-137.
- M. Golec, Z. Golec: Analiza częstotliwościowa emisji akustycznej w zastosowaniu do badania krzepnięcia stopów metali. w: Nowe kierunki technologii i badań materiałowych. Instytut Podstawowych Problemów Techniki Polskiej Akademii Nauk, Politechnika Warszawska Wydział Technologii Chemicznej, Warszawa 1999, 65-72.
- Praca zbiorowa.: Emisja akustyczna jako narzędzie badania procesów krzepnięcia i krystalizacji stopów metali, Sprawozdanie końcowe z badań PB Nr 7 T07B 005 09, Politechnika Poznańska, Instytut Mechaniki Stosowanej, Poznań 1998.
- Z. Golec, M. Golec: Deskryptory sygnałów emisji akustycznej generowanej w czasie krzepnięcia odlewów ze stopów metali, II Krajowa Konferencja „Metody i systemy komputerowe w badaniach naukowych i projektowaniu inżynierskim, Kraków 25-27.1999.
- M. Golec, Z. Golec, M. Hajkowski, A. Baranowski: Emisja akustyczna podczas tworzenia się struktury pierwotnej w odlewach ze stopów metali. Vol. VII – Structural Acoustics & Vibrations for Technology. Kraków – Zakopane, April 19 – 20, 1999, 77-80.
- M. Golec, Z. Golec, M. Hajkowski: Zastosowanie emisji akustycznej do określenia początkowej temperatury formy odlewniczej. XLVI Otwarte Seminarium z Akustyki OSA'99 Kraków – Zakopane 14 – 17 września 1999, str. 225 – 228.

ZAGADNIENIE ELIMINACJI DRGAŃ MECHANICZNYCH PODEJŚCIE ENERGETYCZNE

Zdzisław GOLEC

Politechnika Poznańska, Instytut Mechaniki Stosowanej,

Zakład Dynamiki i Wibroakustyki Systemów

tel. (061) 665 23 02, fax. (061) 665 23 07

e-mail: Zdzislaw.Golec@put.poznan.pl

1. Wprowadzenie

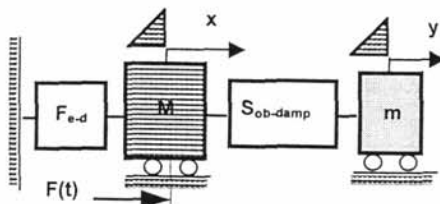
W większości dotychczasowych rozważań dotyczących eliminacji drgań układów mechanicznych nie uwzględniano dystrybucji energii. Z drugiej strony wiadomo, że zmiana struktury układu mechanicznego (eliminatory – dodatkowy obiekt mechaniczny dołączony do układu głównego) pociąga za sobą istotne zmiany w rozdziale energii. Podejście energetyczne w rozwiązaniu tego zadania ma znaczenie czysto praktyczne i wiąże się z trwałością projektowanych układów eliminacji drgań.

W pracy przeprowadzono wstępne badania rozkładu energii dla czterech najbardziej znanych eliminatorów drgań: dynamicznego, wiskotycznego, ciernego i uderzeniowego.

2. Model fizyczny układu eliminacji drgań

W badaniach dystrybucji energii w zadaniu eliminacji drgań mechanicznych przyjęto następujący model dynamiczny [1] (rys. 1):

- układ chroniony posiada jeden stopień swobody o własnościach sprężysto – dysypatywnych $F_{e-d}(x, x)$ i z wymuszeniem siłowym $F(t)$,
- eliminatory jest układem mechanicznym o jednym stopniu swobody a sprzężenie siłowe z układem chronionym opisuje funkcja $S_{ob-damp}(x, x, y, y)$.



Rys. 1. Model fizyczny układu chronionego z eliminatorem drgań.

Równania ruchu powyższego modelu układu mechanicznego mają postać:

$$\begin{aligned} M \cdot \ddot{x} + F_{e-d}(x, \dot{x}) + S_{ob-damp}(x, \dot{x}, y, \dot{y}) &= F(t) \\ m \cdot \ddot{y} - S_{ob-damp}(x, \dot{x}, y, \dot{y}) &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Mnożąc pierwsze z równań przez prędkość masy chronionej \dot{x} , a drugie przez prędkość masy eliminatora i dalej dodając je stronami otrzymamy rozkład mocy sił w układzie:

$$\frac{d}{dt} (E_M + E_m) = N_e + N_{ed} + N_{ob-damp}, \quad (2)$$

gdzie: $N_e = F(t) \cdot \dot{x}$ - moc siły wymuszającej,

$N_{ed} = F_{e-d}(x, \dot{x}) \cdot \dot{x}$ - moc sił sprężysto – dysypatywnych układu chronionego,

$N_{ob-damp} = S_{ob-damp}(x, \dot{x}, y, \dot{y}) \cdot (\dot{x} - \dot{y})$ - moc sił sprzężenia pomiędzy układem chronionym i eliminatorem,

E_M, E_m - odpowiednio energia kinetyczna układu chronionego i eliminatora.

Pochodną energii kinetycznej po czasie można traktować (w sensie sił d'Alemberta) jako moc sił bezwładności:

$$\frac{d}{dt} (E_M + E_m) \equiv N_M + N_m, \quad (3)$$

Całkując równość (2) po czasie w granicach od 0 do t_1 otrzymamy rozkład energii (prac sił) w rozpatrywanym układzie mechanicznym:

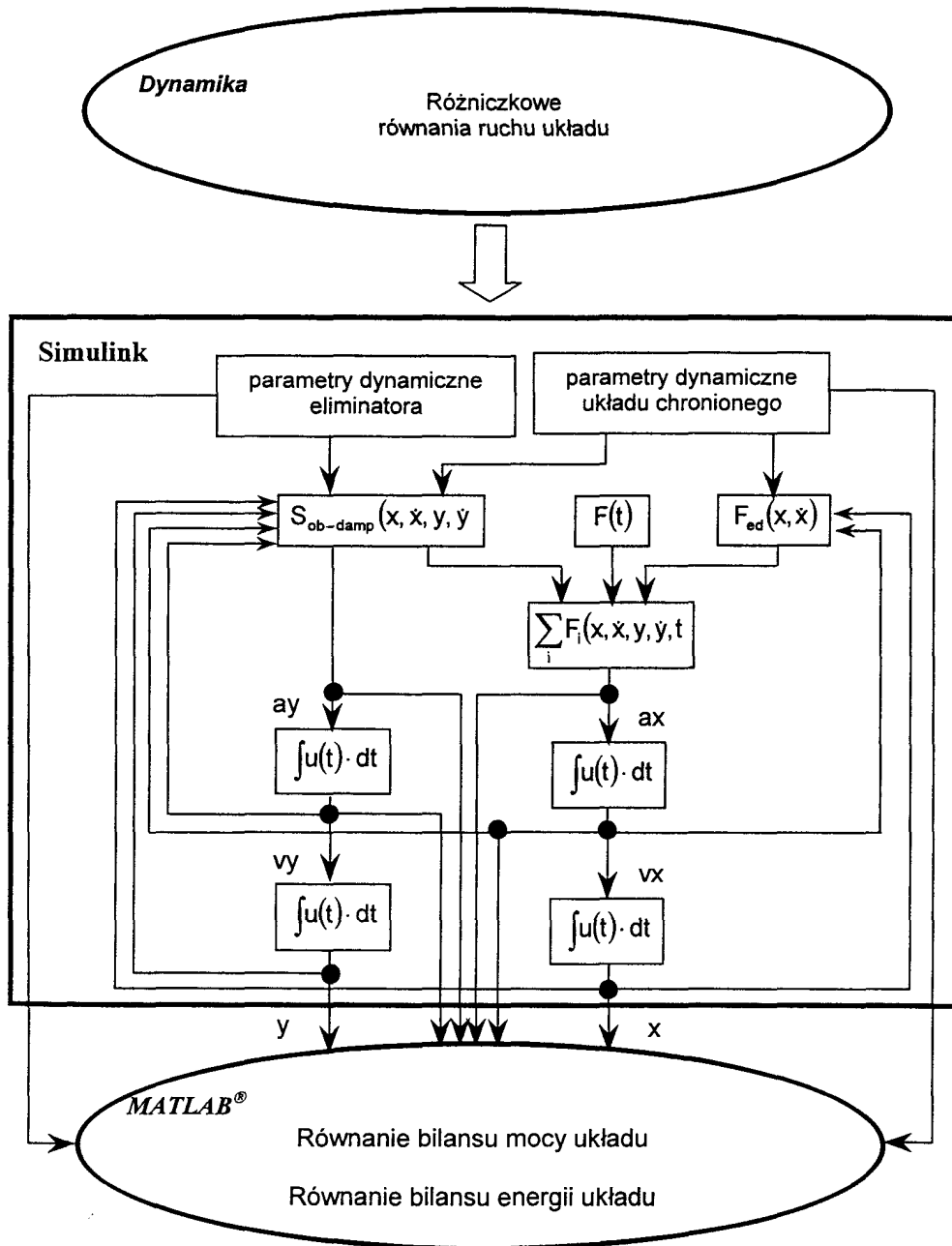
$$\Delta E_M + \Delta E_m = \int_0^{t_1} N_e \cdot dt + \int_0^{t_1} N_{ed} \cdot dt + \int_0^{t_1} N_{ob-damp} \cdot dt \quad (4)$$

3. Badania symulacyjne rozkładu energii

Na podstawie równań (2), sprowadzonych do postaci bezwymiarowej, zbudowano modele symulacyjne rozpatrywanych układów eliminacji drgań wykorzystując pakiet SIMULINK programu MATLAB. Wyniki symulacji - przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia układu chronionego i eliminatora przesłane do pamięci operacyjnej programu

MATLAB – stanowiły podstawę do wyznaczenia rozkładu mocy i energii układu. Schemat procedury

badawczej przedstawiono na rys.2.



Rys.2. Schemat procedury badawczej wyznaczania rozkładu mocy i energii układów eliminacji drgań.

4. Wyniki badań rozkładu energii wybranych układów eliminacji drgań

W badaniach rozkładu mocy i energii przyjęto, że własności sprężysto-dyssypatywne układu chronionego są liniowe:

$$F_{e-d}(x, \dot{x}) = K \cdot x + C \cdot \dot{x}, \quad (5)$$

a wymuszenie siłowe jest harmoniczne:

$$F(t) = F_0 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (6)$$

Do badań wybrano cztery podstawowe eliminatory drgań:

- dynamiczny (liniowy),
- wiskotyczny (tarcie wiskotyczne liniowe),
- cierny (tarcie według modelu Coulomba),
- uderzeniowy (uderzenia zgodnie z modelem Newtona).

Wyniki badań, przeprowadzonych zgodnie z procedurą przedstawioną na rysunku 2, przedsta-

wiono na czterech rysunkach, prezentując każdorazowo: wartości parametrów dynamicznych układu, prace sił wymuszenia, bezwładności, sprężystych, i tłumienia dla ruchu ustalonego (świadczą o tym obrazy fazowe ruchu układu głównego i eliminatora) oraz dodatkowo efektywność eliminacji drgań.

4.1. Eliminatory dynamiczny

Sprężenie układu chronionego z eliminatorem dynamicznym ma postać:

$$S_{ob-damp}(x, \dot{x}, y, \dot{y}) = k \cdot (x - y) + c \cdot (\dot{x} - \dot{y}) \quad (7)$$

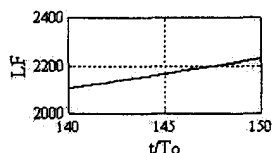
ELIMINATOR DYNAMICZNY

$F_0 = 1$; $\delta = 1$

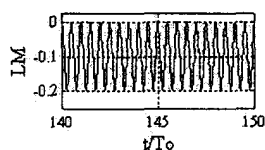
$\kappa_{si} = 0.05$

$m_i = 0.1$; $\epsilon = 0.1$; $\gamma = 0.01$

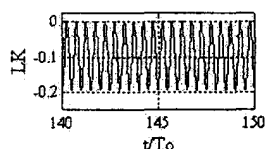
układ główny z eliminatorem eliminator
praca sił wymuszających



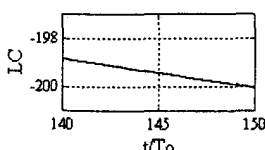
praca sił bezwładności



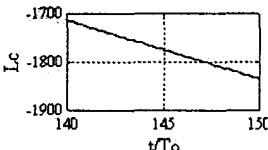
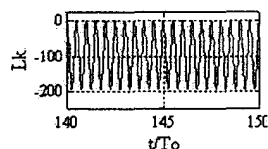
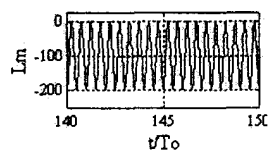
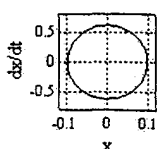
praca sił sprężystych



praca sił tłumienia



obrazy fazowe



Efektywność eliminacji drgań $E = 101$

Rys. 3. Rozkład energii układu chronionego z eliminatorem dynamicznym

4.2. Eliminatory wiskotyczny

Sprężenie układu chronionego z eliminatorem wiskotycznym ma postać:

$$S_{ob-damp}(x, \dot{x}, y, \dot{y}) = c \cdot (\dot{x} - \dot{y}) \quad (8)$$

gdzie k i c odpowiednio sztywność i tłumienie eliminatora

ELIMINATOR WISKOTYCZNY

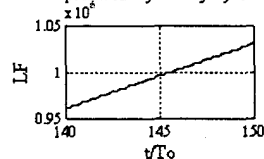
$F_0 = 1$; $\delta = 1$

$\kappa_{si} = 0.05$

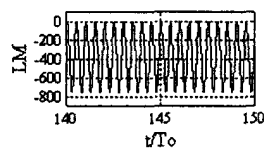
$m_i = 0.1$; $\gamma = 1.5$

układ główny z eliminatorem eliminator

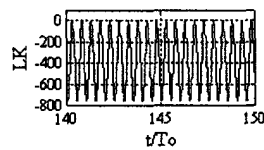
praca sił wymuszających



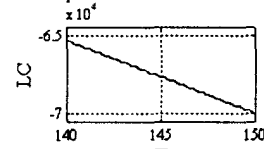
praca sił bezwładności



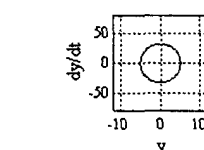
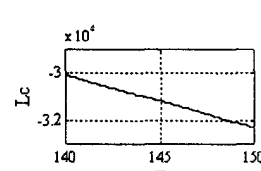
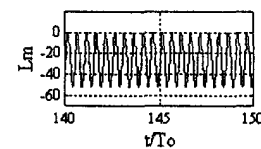
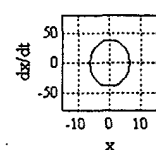
praca sił sprężystych



praca sił tłumienia



obrazy fazowe



Efektywność eliminacji drgań $E = 1.617$

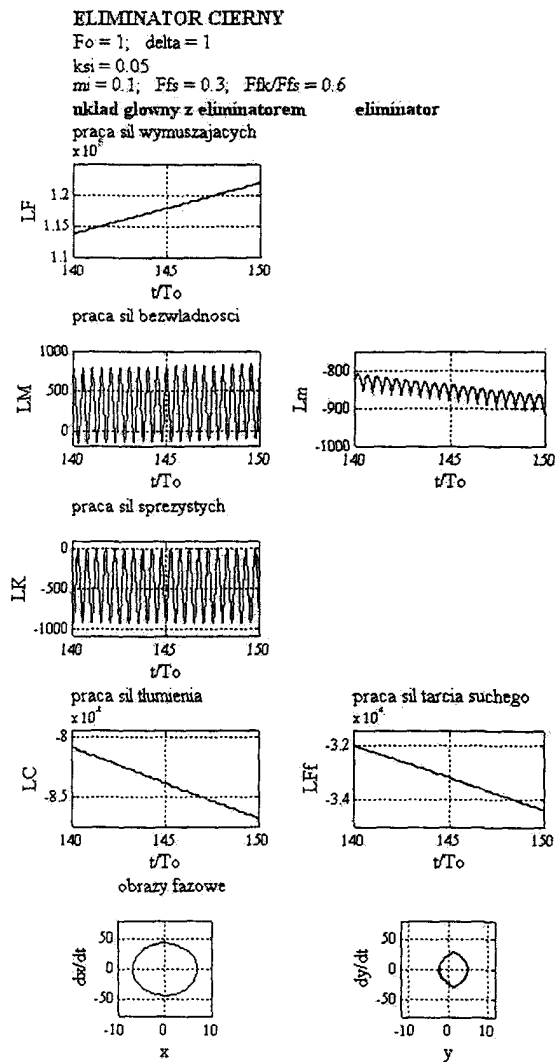
Rys. 5. Rozkład energii układu chronionego z eliminatorem ciernym

4.3. Eliminatory cierny

Sprężenie układu chronionego z eliminatorem ciernym ma postać:

$$S_{ob-damp}(x, \dot{x}, y, \dot{y}) = F_f \cdot \text{sign}(\dot{x} - \dot{y}) \quad (9)$$

gdzie F_f jest siłą tarcia suchego.



Efektywność eliminacji drgań $E = 1.484$

Rys. 5. Rozkład energii układu chronionego z eliminatorem ciernym

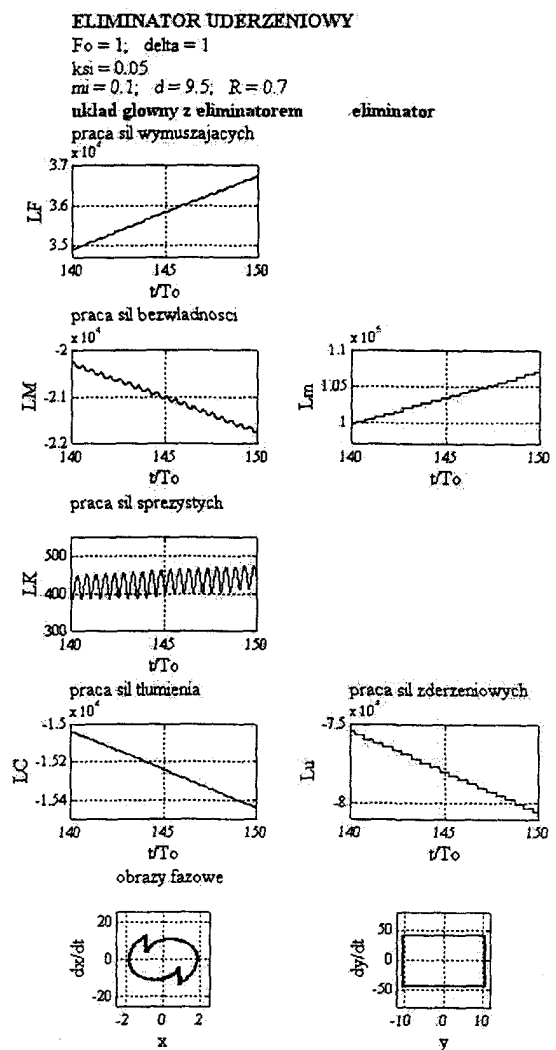
4.4. Eliminator uderzeniowy

Sprężenie układu chronionego z eliminatorem uderzeniowym ma postać:

$$S_{ob-damp}(x, x, y, y) = (1 + R) \cdot \frac{m \cdot M}{m + M} \cdot (x - y) \cdot |x - y| \cdot [\delta(x - y - d) + \delta(x - y + d)] \quad (10)$$

gdzie: $\delta(\bullet)$ - delta Diraca,

R - współczynnik restytucji,
 d - luz w układzie eliminatora.



Efektywność eliminacji drgań $E = 5.756$

Rys. 6. Rozkład energii układu chronionego z eliminatorem uderzeniowym

Przedstawione wyniki badań rozkładu energii w układach eliminacji drgań pozwalają sformułować pewne wnioski:

- metoda ta pozwala jednoznacznie pokazać w jakich elementach układu jest dyssypowana energia,
- pozwala to dobrać w optymalny sposób konfigurację układu eliminacji drgań by spełnić jednocześnie dwa (niejednokrotnie sprzeczne) warunki: uzyskanie maksymalnej redukcji drgań i zapewnienia trwałości eliminatora drgań,
- przedstawione badania pokazują jedynie kierunek dalszych prac w zadaniu eliminacji drgań.

5. Literatura

1. Golec Z., Shot Dampers for Mechanical Vibrations Reduction, The International Workshop on Machine Dynamics and Production Automation, Szczecin, 20-22 April 1995, pp.139 - 151.

MIEJSCE DIAGNOSTYKI TECHNICZNEJ W STEROWANIU JAKOŚCIĄ PROCESÓW OBRÓBKI MECHANICZNEJ

Adam HAMROL

Politechnika Poznańska, Int. Technologii Mechanicznej, ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań
tel. 061 6652621, fax 061 6652200, e-mail: adam.hamrol@sol.put.poznan.pl

W sterowaniu jakością procesów obróbki wykorzystuje się jak dotąd w niewielkim stopniu metody stosowane w diagnostyce technicznej. Należy to uznać za pewne zaniedbanie, gdyż zjawiska towarzyszące procesom obróbki niosą wiele informacji o zdolności jakościowej procesu. W artykule przedstawiono ogólną ideę diagnostyki procesu obróbkowego i omówiono zależności pomiędzy sygnałami diagnostycznymi a cechami charakteryzującymi jakość wykonania obrabianej części.

Methods applied in diagnosis of technical systems are seldom used in quality control in manufacturing systems. It can be viewed as a serious negligence because phenomena accompanying technical process relate very strongly to quality characteristics. In the paper the main idea of process diagnosis is presented and relations between diagnostic signals and quality characteristics are discussed.

Źródła informacji o jakości w procesie produkcji

Aby w procesach obróbki mechanicznej zapewnić wysoki i stały poziom jakości wykonania części stosuje się szereg środków o działaniu prewencyjnym, kontrolnym lub sterującym. Można je podzielić na dwie grupy.

1. Środki służące doskonaleniu jakości wykonania wyrobu (w tym jego części i podzespołów) poprzez systematyczne poprawianie warunków realizacji procesu, np. zastosowanie nowych materiałów narzędziowych, nowych urządzeń czy też metod obróbki. Środki te są elementem szeroko rozumianego zapewnienia jakości, czyli wszystkich planowanych i systematycznych działań, realizowanych w ramach systemu zapewnienia jakości, służących do wzbudzenia należytego zaufania co do tego, że przedsiębiorstwo spełni wymagania jakościowe.
2. Środki stosowane w sposób ciągły, czasami interwencyjny, związane z działaniami o charakterze operacyjnym. Polegają na przykład na: wymianie narzędzia, skorygowaniu parametrów obróbki, zaostreniu warunków kontroli itp. Decyzje muszą być tutaj podejmowane bez dużej zwłoki czasowej w oparciu o informacje uzyskiwane z :

- ♦ pomiaru cech wyrobu (części obrabianej), co do których, na danym etapie procesu technologicznego, są sprecyzowane wymagania technologiczne - ich pomiar jest przeprowadzany po zakończeniu danej operacji,
- ♦ monitorowania wielkości i zjawisk związanych na trwałe z procesem obróbki i wynikających z jego natury (np. siły, ciepło, drgania) - pomiar jest realizowany *on-line*,
- ♦ obserwacji zdarzeń zachodzących sporadycznie podczas realizacji procesu i zakłócających jego przebieg (pęknięcie narzędzia, błąd operatora procesu, awaria maszyny itp.) - są odbierane przy pomocy zmysłów człowieka.

Informacje z pierwszego źródła są podstawą kooperacyjnej kontroli jakości. Dwa pozostałe źródła: zjawiska w sposób trwały towarzyszące procesowi oraz występujące w nim mniej lub bardziej sporadycznie zdarzenia są wykorzystywane w praktyce sterowania jakością zdecydowanie rzadziej. A przecież niosą ogromny zasób informacji o bieżącym stanie procesu (zjawiska towarzyszące) oraz o jego historii (zdarzenia). Pozwalają zatem ukierunkować działania doskonalące również na proces, a nie tylko na wyrób. Ignorowanie tych informacji, w sytuacji wciąż rosnących możliwości pomiaru i przetwarzania sygnałów należy uznać za ogromne marnotrawstwo.

Diagnostyka procesu a sterowanie jakością

Układy diagnostyczne są przedmiotem badań *diagnostyki technicznej*, która dostarcza sposobów określania szeroko rozumianego stanu technicznego urządzeń za pomocą obiektywnych metod i środków w celu podwyższenia ich trwałości i niezawodności [1].

W niniejszym artykule rozpatrywane są układy diagnostyczne, które odnoszą się do systemów obróbkowych. Zazwyczaj są zintegrowane z maszyną (obrabiarką, urządzeniem technologicznym). Ich rola polega na rozpoznawaniu zakłóceń lub awarii mogących zagrozić spełnieniu wymagań jakościowych i ewentualnie podejmowaniu - z jak najmniejszą zwłoką czasową - działań korygujących. Diagnostyka w systemie obróbkowym oznacza:

- diagnostykę stanu technicznego urządzenia technologicznego (np. obrabiarki),

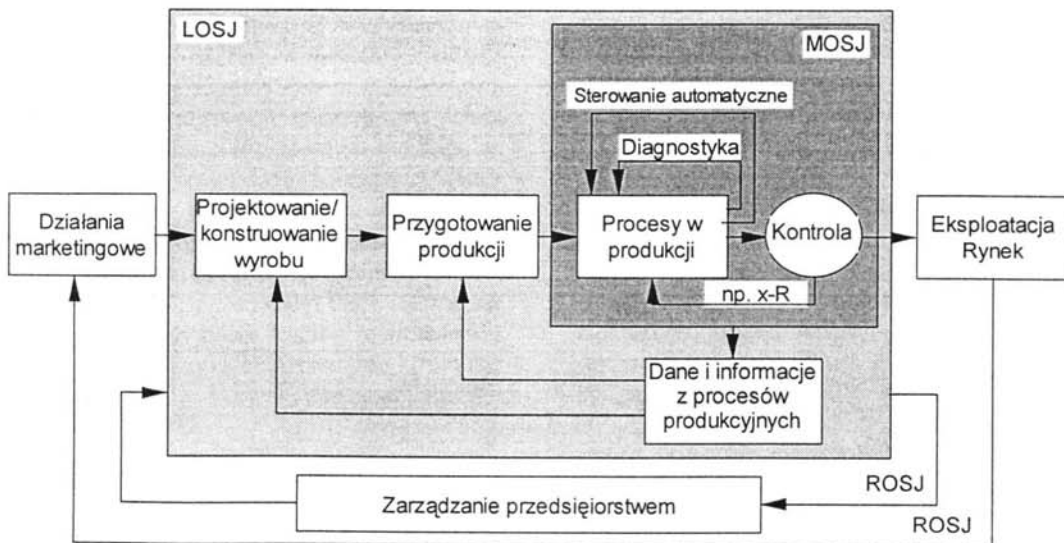
- diagnostykę stanu procesu (w tym narzędzia) oraz jakości przedmiotu obrabianego.

Diagnostyka urządzenia ma na celu odpowiednio wczesne wykrycie stanu awaryjnego lub sytuacji wskazującej na możliwość wystąpienia awarii oraz zidentyfikowanie przyczyny jej powstania w odniesieniu do układów mechanicznych i układów sterowania. Dotyczy ona zatem tak różnorodnych sytuacji jak: awaria układu sterowania, przekroczenie dopuszczalnego obciążenia zespołów (elementów), kontrolowanie siły utrzymującej przedmiot w uchwycie, określanie stanu łożyskowania układów napędowych itp.

Zadania stawiane diagnostyce stanu procesu to zazwyczaj: rozpoznanie stopnia zużycia narzędzia, wykrycie wyłamania lub pęknięcia narzędzia, wykrycie nadmiernych drgań narzędzia lub przedmiotu obrabianego, rozpoznanie postaci powstającego wióra (ważne ze względu na możliwość uszkodzenia wiórem powierzchni obrabianej, wykrywanie kolizji narzędzia z przedmiotem i wiele innych.

Łatwo zauważyć, że wszystkie z wymienionych zadań odnoszą się bezpośrednio lub pośrednio do jakości wykonania wyrobu (części wyrobu lub podzespołu), gdyż każdy stan awaryjny, każde nadmierne zużycie narzędzia zwiększa w efekcie ryzyko nie spełnienia wymagań jakościowych. Układy diagnostyczne jest łatwo wkomponować w tzw. obwody sterowania jakością, które ze względu na ich zasięg oraz rodzaj informacji wykorzystywanych do podejmowania decyzji sterowniczych można podzielić na (rys.1):

- małe obwody sterowania jakością (MOSJ), wykorzystujące bezpośrednio dane zbierane na konkretnym stanowisku pracy, np. z przyrządów pomiarowych,
- lokalne obwody sterowania jakością (LOSJ), korzystające z informacji wstępnie przetworzonych,
- rozległe obwody sterowania jakością (ROSJ), charakteryzujące się długim czasem zbierania oraz wysokim stopniem przetworzenia danych i informacji wykorzystywanych do podejmowania decyzji sterowniczych



Rys. 1. Obwody sterowania jakością w systemie produkcyjnym [3]

Układy diagnostyczne są stosowane przede wszystkim w małych obwodach sterowania, gdzie mogą być znakomitym uzupełnieniem tzw. kart kontrolnych Shewharta [3]. Dostarczają bowiem danych o przyczynach wystąpienia niezgodności, a poprzez to zwiększają szanse podejmowania prawidłowych działań korygujących.

Istota diagnostyki procesu obróbki

Na proces obróbki realizowany w konkretnym systemie obróbkowym można spojrzeć jak na układ, w którym wyróżniono wielkości wyjściowe

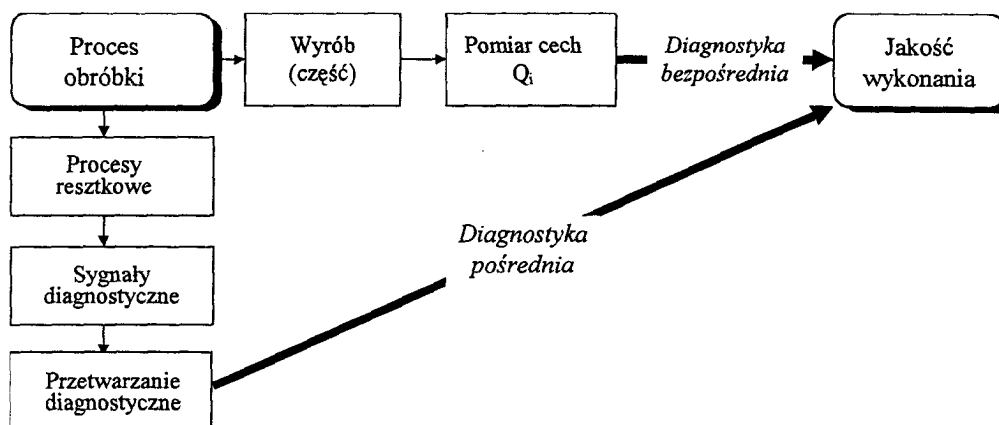
oraz czynniki wejściowe (w tym sterujące) oraz zakłócenia. Wielkości wyjściowe mają charakter użytkowy lub nieużytkowy [1]. *Wyjście użytkowe* to wyrób, np. obrabiona część, charakteryzujący się szeregiem cech, które powinny spełniać postawione wymagania jakościowe. *Wyjście nieużytkowe* to zjawiska towarzyszące procesowi obróbki, przejawiające się np. wydzielaniem ciepła powodującego wzrost temperatury narzędzia oraz obrabianej części lub w drganiach wywołujących niepożądane przemieszczenia elementów systemu obróbkowego. Zjawiska te wpływają ujemnie na przebieg procesu

obróbki oraz stan narzędzia oraz w efekcie - co z praktycznego punktu widzenia jest najważniejsze - jakość obróbki (jakość wykonania części obrabianej). Z drugiej strony, sygnały związane z tymi zjawiskami, szczególnie drgania i emisja akustyczna, są bogatym źródłem informacji o stanie systemu obróbkowego.

Celem diagnostyki procesu obróbki jest wykorzystanie informacji z wyjścia nieużytkowego do oceny jakości na wyjściu użytkowym. Układ diagnostyczny mierzy sygnały związane z procesami reszkowymi, nazywane *sygnałami diagnostycznymi (SD)*. Z sygnałów diagnostycznych wyznaczane są miary (np. wartość średnia, wartość skuteczna), które o ile są skorelowane ze stanem procesu są nazywane *miarami stanu procesu (MSP)*. Miary te są przetwarzane według specjalnie opracowanych reguł, tak aby na podstawie uzyskanych informacji

móc wnioskować o stanie procesu, np. o możliwości spełnienia przez niego wymagań jakościowych.

Efektywność układu diagnostycznego zależy od trafności wyboru oraz sposobu przetwarzania SD, na podstawie których stan procesu lub urządzenia są poddawane ocenie. Wybór mierzonej w procesie wielkości fizycznej oraz odpowiedniego czujnika pomiarowego zależy od rodzaju procesu obróbkowego (procesy odlewania, obróbki plastycznej, spawania, formowania, itp.) oraz możliwości prowadzenia pomiaru. Należy kierować się łatwością pomiaru, odpornością czujnika na działanie czynników środowiska, niezawodnością pomiaru itp. Szczególnie ważne jest aby wielkość mierzona była jak najsilniej skorelowana z wielkością, która ma być diagnozowana. W tym kontekście układy diagnostyczne można podzielić na bezpośrednie oraz pośrednie (rysunek 2).

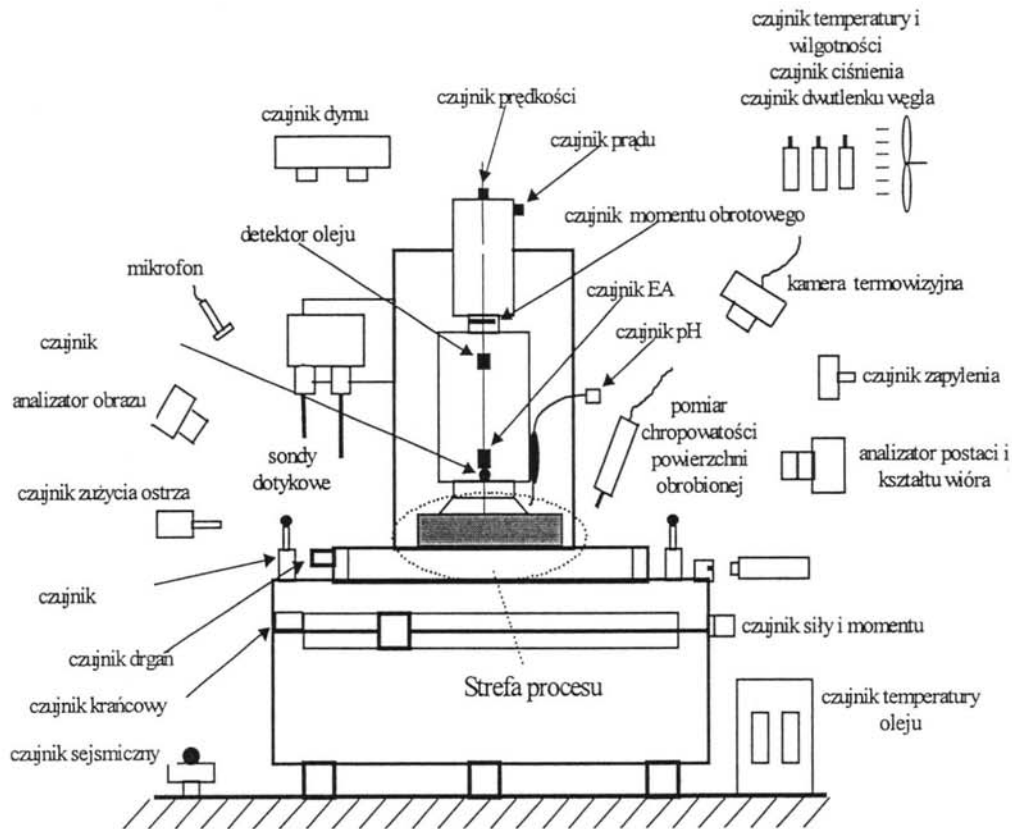


Rys. 2. Ilustracja idei diagnostyki bezpośredniej i pośredniej w systemie obróbkowym

Układy diagnostyki bezpośredniej bazują na pomiarze cech wyjścia użytkowego, określających bezpośrednio wymagania jakościowe. W zasadzie zalicza się je do tzw. kontroli czynnej. Przykładem może być pomiar metodami optycznymi, laserowymi lub dotykowymi chropowatości powierzchni obrabianej. Metody pośrednie dają wiarygodne wyniki - cała niepewność związana jest tylko z dokładnością pomiaru. Są jednak mało elastyczne, gdyż wymagają stosowania specjalizowanych urządzeń, które każdorazowo muszą być adaptowane do warunków pracy. Z tego też względu, układy diagnostyczne opierają się prawie wyłącznie na metodach pośrednich, które są mniej dokładne niż bezpośrednie, ale zdecydowanie bardziej uniwersalne. W diagnostyce procesu obróbkowego, stan cechy określającej jakość wykonania jest estymowany na podstawie miar SD, takich jak siła, amplituda drgań, poziom emisji akustycznej itp. W wielu procesach obróbkowych miary te są skorelowane z wynikami obróbki. Potrzebne za-

leżności można ewentualnie określić na podstawie wiedzy o procesie z wyników odpowiednio przeprowadzonych eksperymentów.

Różnorodność czujników wykorzystywanych dzisiaj w diagnostyce technicznej sprawia, iż można nimi mierzyć większość zjawisk towarzyszących procesowi obróbki i związanych z funkcjonowaniem urządzeń technologicznych. Na rysunku 3 zilustrowano to na przykładzie obróbki przeprowadzanej na frezarce. Niektóre z czujników mierzą bezpośrednio jakość wykonania obrabianej części (np. czujnik chropowatości powierzchni, sondy dotykowe) inne pozwalają określić stan techniczny urządzenia i jego otoczenia (np. czujnik temperatury oleju, czujnik zapylenia). Większość mierzy sygnały, które mogą być wykorzystane do różnych celów. Przykładowo sygnał drgań pozwala określić stopień stępienia narzędzia, rozpoznać wystąpienie jego wyłamania jak i ocenić stan obrabiarki (np. układów łożyskowania).



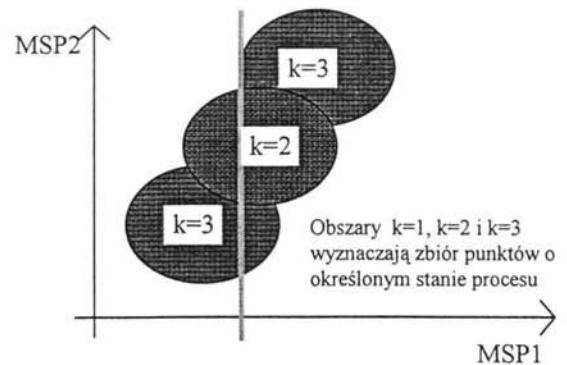
Rys. 3. Czujniki wykorzystywane w diagnostyce procesu skrawania [6]

Modele diagnostyczne

Skuteczność diagnostyki procesu obróbki zależy z jednej strony od możliwości „zdobycia” odpowiednich sygnałów diagnostycznych a z drugiej od sposobu ich przetwarzania. Przetwarzanie może być prowadzone w dziedzinie czasu, częstotliwości lub amplitudy z wykorzystaniem różnorodnych - wielu mniej lub bardziej złożonych - metod analizy sygnałów. Są one opisane szeroko w bogatej literaturze [1, 6].

Przetwarzanie kończy się wnioskowaniem (nazywanym również wnioskowaniem diagnostycznym), mającym na celu wyciągnięcie - na podstawie posiadanych danych - wniosków o aktualnym stanie procesu (aktualnej zdolności do uzyskania wymaganej jakości technologicznej) lub ewentualnie o jego stanach przyszłych. Ideę rozpoznawania stanu procesu oraz związane z tym ograniczenia przedstawia rysunek 4. Problem polega na tym, że ocena procesu dokonywana na podstawie danych pomiarowych nigdy nie jest jednoznaczna. Wynika to z naturalnych właściwości procesów obróbki, charakteryzujących się znacznym udziałem zjawisk losowych. Na rysunku zaznaczono trzy zbioru (k_1 , k_2 , k_3) odpowiadające trzem stanom - określonym według przyjętych kryteriów technologicznych (jakościowych) - ja-

kiegoś hipotetycznego procesu. Układ diagnostyczny ma do dyspozycji dwie miary stanu procesu MSP1 i MSP2. Widać, że niektórym parom wartości (MSP1, MSP2) można przypisać dwa stany procesu. Jeśli wykorzystać tylko jedną miarę, np. MSP1, ocena procesu staje się praktycznie niemożliwa, gdyż większości jej wartości można przypisać co najmniej dwa z trzech zdefiniowanych stanów procesu. Ogólnie, można oczekiwać, że im większa liczba branych pod uwagę miar MSP, tym większa możliwość prawidłowej oceny procesu.



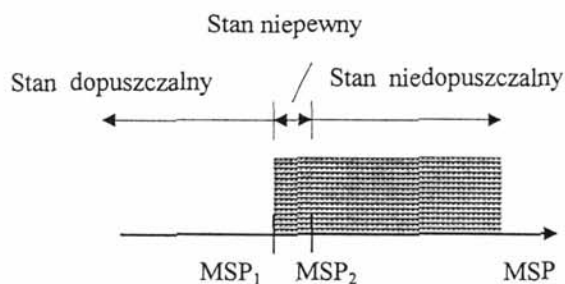
Rys. 4. Niejednoznaczność (rozmytość) rozpoznania stanu procesu

W związku z wielością i różnorodnością problemów diagnostycznych, w praktyce konieczne jest wykorzystywanie przy wnioskowaniu różnych modeli diagnostycznych. Ich charakterystyczne cechy, to liczba miar na wejściu modelu diagnostycznego, postać informacji uzyskiwanej z modelu diagnostycznego, sposób oceny stanu procesu (dyskretny, ciągły, probabilistyczny, rozmyty), postać modelu diagnostycznego.

W praktyce diagnostyki procesów obróbki mechanicznej stosuje się modele opisane poniżej.

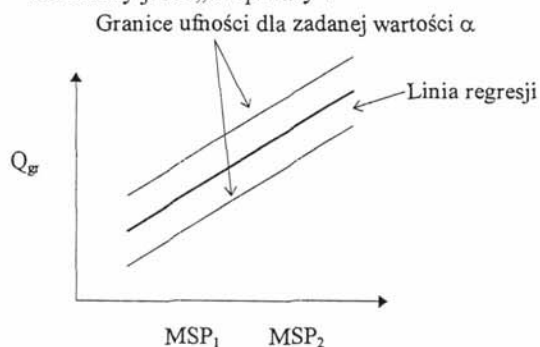
a) Wartość liczbowa lub przedział liczbowy

Określana jest wartość lub przedział wartości MSP, rozdzielające różne stany procesu (rys. 5). Po osiągnięciu przez MSP którejś z wartości granicznych układ diagnostyczny informuje operatora procesu i ewentualnie sam podejmuje działanie (np. zatrzymanie procesu).



Rys. 5. Model określony wartością graniczną lub przedziałem granicznym

Wartości graniczne (MSP_1 , MSP_2) są wyznaczane na przykład na podstawie zależności korelacyjnej pomiędzy MSP a cechą Q stanowiącą podstawę oceny jakości wykonania. Na rysunku 6 prawdopodobieństwo przekroczenia granicznej wartości Q_g dla wartości MSP_1 wynosi α (np. 0.05). Dla wartości MSP_2 prawdopodobieństwo to przyjmuje wartość $(1-\alpha)$. Stąd wartości MSP_1 i MSP_2 stanowią dobre granice przedziału wyznaczającego na rysunku 5 stan procesu określony jako „niepewny”.

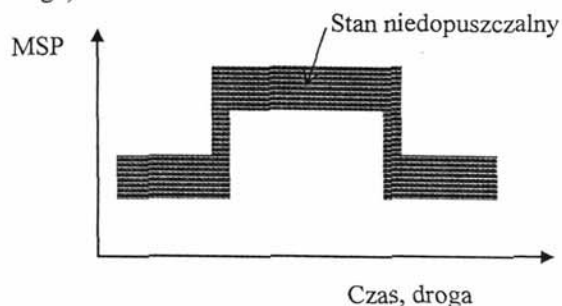


Rys. 6. Wyznaczane wartości granicznych przy pomocy funkcji regresji

b) Funkcja wzorcowa:

Wyznaczane jest pasmo zmian, w którym w kolejnych chwilach mogą znajdować się wartości wybranej MSP. Wyjście MSP poza dopuszczalne pasmo stanowi informację o zmianie stanu procesu lub o jego nieprawidłowym przebiegu. Pasmo to może być ograniczone dwustronnie, tak jak na rysunku 7 –

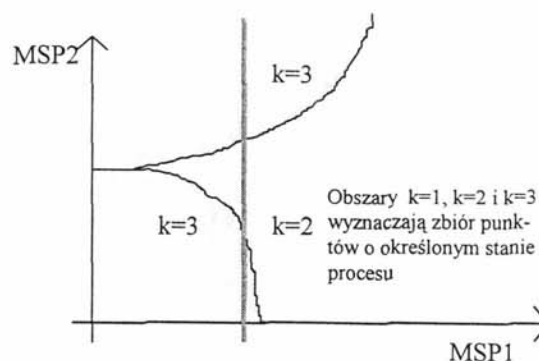
np. w procesie toczenia kształtowego, gdy jakość powierzchni związana jest z grubością warstwy skrawanej, która zmienia się na długości przedmiotu obrabianego. Może też mieć tylko granicę górną (np. przy diagnozowaniu obciążenia ostrza) lub dolną (np. przy diagnozowaniu styku ostrza z materiałem obrabianym - zejście MSP poniżej wartości granicznej oznacza, że ostrze nie pracuje, gdyż jest wyłamane, źle ustawione lub w uchwycie nie ma przedmiotu obrabianego).



Rys. 7. Model diagnostyczny w postaci funkcji wzorcowej

c) Wzorce stanu

– Wyznacza się funkcje rozdzielające w przestrzeni n -wymiarowej zdefiniowane wcześniej stany procesu (n - liczba wejść modelu, tzn. liczba rozpatrywanych MSP) (patrz rysunek 8).



Rys.8. Model diagnostyczny w postaci funkcji rozdzielających

Funkcje rozdzielające wyznacza się w procedurze „uczenia”, na podstawie tzw. zbioru uczącego.

Najbardziej efektywnym narzędziem ich wyznaczania jest sztuczna sieć neuronowa.

Podsumowanie

Zastosowanie układu diagnostycznego w systemie obróbkowym pozwala na utrzymanie stabilnej jakości wykonania przy jednoczesnym zapewnieniu dużej wydajności i bezpieczeństwa procesów obróbki. Korzyści wynikające ze stosowania diagnostyki muszą być jednak wymierne i przewyższać nakłady jakie muszą być poniesione, np. na zakup oprzyrządowania (czujników, aparatury pomiarowej), adaptację urządzeń technologicznych pozwalającą na zamocowanie czujników, przeszkolenie personelu itd. Przed zakupem lub wdrożeniem układu diagnostyki konieczne jest zatem przeprowadzenie analizy kosztów i dopiero na podstawie jej wyników podjęcie odpowiedniej decyzji.

Stosowane obecnie układy diagnostyczne nie są jeszcze wystarczająco niezawodne. To jest główną przyczyną, że nie są tak rozpowszechnione jak mogłoby to wynikać z ich możliwości. Należy jednak przypuszczać, że do zwiększenia ich niezawodności i skuteczności przyczyni się rozwój procesorów sygnałowych, miniaturyzacja elementów elektronicznych, niezawodnych i odpornych na uszkodze-

nia czujników, co umożliwi coraz szersze stosowanie systemów inteligentnych opartych o sztuczne sieci neuronowe, systemy eksperckie, logikę rozmytą. Istotną rolę w ich rozwoju odegra zapewne także rozwój nowych metod przetwarzania informacji, nowych metod wnioskowania diagnostycznego lub też nowych technik podejmowania decyzji. Należy się więc spodziewać że w niedalekiej przyszłości większość systemów obróbkowych będzie standardowo wyposażona w systemy diagnostyczne, co dla zapewnienia jakości będzie miało na pewno istotne znaczenie.

Literatura

1. Cempel C., Diagnostyka wibroakustyczna maszyn. PWN Warszawa 1989
2. Hamrol A., Sterowanie jakością w procesie szlifowania, *Mechanik*, Nr 1, 1994
3. Hamrol A., Mantura W., Zarządzanie jakością¹. Teoria i praktyka. PWN Warszawa - Poznań 1998
4. Hamrol A., "Wykorzystanie metody rozpoznawania obrazów w diagnostyce procesu szlifowania", *Postępy Technologii Maszyn i Urządzeń*, Vol.17, Nr 3, 1993
5. Kosmol J., Monitorowanie ostrza skrawającego. WNT Warszawa 1996

WYKORZYSTANIE SYGNAŁU DRGAŃ DO PROGNOZOWANIA BŁĘDU KSZTAŁTU PRZY TOCZENIU STALI ZAHARTOWANEJ

Adam HAMROL, Paweł TWARDOWSKI

Politechnika Poznańska, Inst. Technologii Mechanicznej, ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

tel. 0-61 6652621, fax. 0-61 6652200, e-mail: adam.hamrol@sol.put.poznan.pl

1. Wprowadzenie

Przy toczeniu długich wałków wykonanych ze stali zahartowanej problemy sprawia dotrzymanie wymagań geometrycznych odnośnie dokładności kształtowej, mierzonej odchyłką prostoliniowości Δ_w . Czynnikiem powodującymi powstanie odchyłki są:

- wydłużenie cieplne ostrza - x_Θ ,
- skrócenie promieniowe ostrza - x_{KE} ,
- odkształcenie sprężyste suportu - x_s ,
- odksz. sprężyste ukł. wrzeciono-konik - x_{wk} .

W wyniku działania powyższych czynników naroże ostrza nie przemieszcza się po linii równoległej do kierunku posuwu ale po pewnej krzywej, której kształt zależy od właściwości cieplnych materiału ostrza, intensywności zużywania się ostrza oraz sztywności układu OUPN.

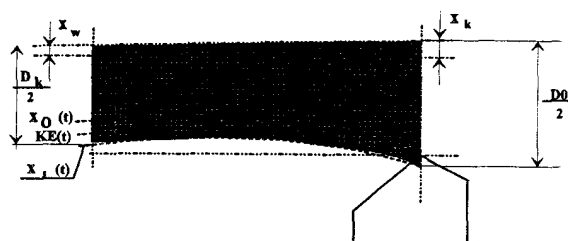
Wstępne badania własne oraz badania literaturowe [2,4,5,9] wykazały, że w stosowanym w praktyce zakresie warunków skrawania zużycie promieniowe ostrza oraz odkształcenie układu stanowią nie więcej niż 10% wydłużenia termicznego. Wydłużenie termiczne ostrza jest wywołane zjawiskami cieplnymi będącymi efektem zużycia ściernego ostrza. Jest ono najczęściej określane za pomocą wskaźnika V/B_c . W wyniku ścierania się ostrza rośnie powierzchnia styku przedmiotu obrabianego z powierzchnią przyłożenia ostrza, a co za tym idzie zwiększa się tarcie oraz ilość wydzielonego ciepła, wytwarzanego w strefie skrawania. Po pewnym czasie, zależnym od parametrów skrawania, przepływ ciepła w strefie skrawania stabilizuje się a odkształcenie termiczne x_Θ osiąga wartość ustaloną. Błąd Δ_w może być w związku z tym opisany funkcją:

$$\Delta_w(l) = \Delta_{wu} [1 - \exp(-l \cdot B)] \quad (1)$$

gdzie:

- l - droga skrawania ($0 \leq l \leq L$),
- L - całkowita droga skrawania,
- Δ_{wu} - wartość odchyłki zarysu (błędu kształtu) w stanie ustalonym,

B - jest współczynnikiem intensywności narastania krzywej.

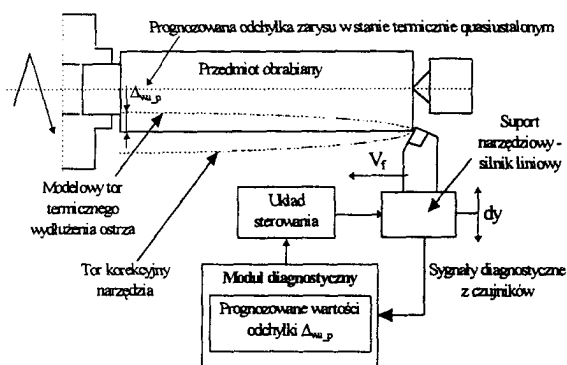


Rys. 1 Schemat powstawania odchyłki kształtu

Jedną ze stosowanych metod zmniejszenia powstającego w ten sposób błędu kształtu polega na zapewnieniu stabilnych warunków termicznych (minimalny gradient temperatury), szczególnie w fazie wchodzenia ostrza w materiał obrabiany. Stabilność taką można osiągnąć poprzez wstępne podgrzanie ostrza [3], lub chłodzenie go podczas pracy [1]. Inne rozwiązania polegają np. na kompensacji błędu kształtu w trakcie procesu [8] w oparciu o system laserowy. Jego wadą jest duży koszt oraz zawodność w warunkach przemysłowych, lub na korekcji położenia ostrza względem powierzchni obrabianej [6, 7].

2. Idea sterowania błędem kształtu

Autorzy postawili sobie za cel opracowanie metody ograniczania błędu kształtu Δ_w z zastosowaniem silnika liniowego. Metoda polega na sterowaniu położeniem suportu narzędzia w kierunku y tak, aby kompensować powstającą odchyłkę kształtu. Tor przemieszczania suportu jest wyznaczany na podstawie prognozowanej wartości błędu kształtu w stanie ustalonym - Δ_{wu_p} . (rys. 2)



Rys.2 .Idea sterowania błędem kształtu

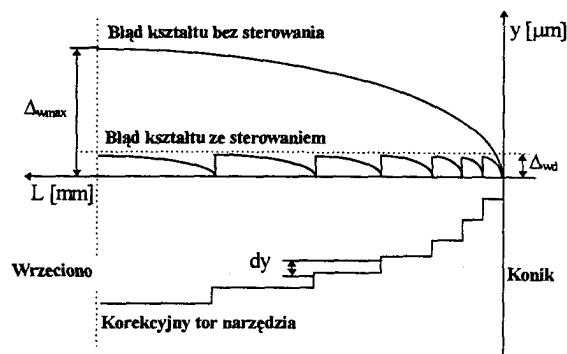
Do prognozowania wykorzystano informacje o stanie ostrza w chwili rozpoczęcia cyklu toczenia. Informacje tę można uzyskać np. z sygnałów sił skrawania, emisji akustycznej, drgań itp. Z doświadczeń autorów a także informacji prezentowanych w literaturze wynika bowiem, że istnieją związki przyczynowo - skutkowe pomiędzy stanem ostrza określonym wskaźnikiem starcia powierzchni przyłożenia VB_c oraz błędem kształtu Δ_w a wybranymi miarami wymienionych sygnałów. Pomiar składowych sił skrawania wiąże się jednak z koniecznością umieszczenia czujnika w „obwodzie sił skrawania” co może mieć niekorzystny wpływ m.in. na sztywność całego układu OUPN. Sygnały emisji akustycznej „niosą” z kolei skorelowane z wielkością starcia informacje w wysokim i szerokim zakresie częstotliwości, dlatego są trudne do zarejestrowania. Stąd najczęściej jest wykorzystywana jakaś forma ich demodulacji, np. uśrednianie czy wyznaczanie wartości skutecznej. W związku z tym uzyskiwane wyniki mają charakter jakościowy i nie mogą być ilościowo porównywane pomiędzy różnymi stanowiskami. Z wymienionych względów, a także kierując się łatwością i niezawodnością pomiaru w warunkach produkcyjnych do badań wybrano sygnał drgań.

Korygowanie toru przesuwu suportu $y(t)$ realizowane jest według funkcji stanowiącej „lustrzane odbicie” funkcji (1).

$$y(l) = \Delta_{wu_p} \cdot [1 - \exp(-l \cdot B)] \quad (2)$$

W praktyce, z uwagi na skończoną dokładność serwo mechanizmów tor korekcyjny ma postać „schodkową”. Tor korekcyjny, można zaprogramować na dwa sposoby. Pierwszy polega na wykorzystaniu pakietu CAD/CAM, któremu zadaje się postać funkcji wraz z warunkami brzegowymi. Następnie pakiet ten zapisuje zadaną funkcję w taki sposób aby układy sterujące mogły ją zrealizować, najczęściej punkt po punkcie z zadanym krokiem. Drugi sposób polega na „ręcznym” wprowadzeniu do układu sterowania

zadanej funkcji uwzględniając dokładność serwo mechanizmów (dla silnika liniowego $\sim 1 \mu m$). Przyjmując elementarny skok dy (np. $1 \mu m$), można ze wzoru 2 obliczyć wartości l drogi skrawania, po przejściu której należy dokonać kolejnej korekty położenia suportu w kierunku y o wartość dy (lub wielokrotność dy). Przeprowadzając stosowane obliczenia dla całej drogi skrawania L otrzymuje się zbiór punktów toru korekcyjnego (rys. 3).



L - droga toczenia (długość przedmiotu)

Δ_{wd} - dopuszczalny błąd kształtu

Δ_{wmax} - maksymalny błąd kształtu uzyskany przy toczeniu bez korekcji toru ostrza

dy - elementarny skok narzędzia wynikający z dokładności obrabiarki

Rys. 3. Tor korekcyjny dla $\Delta_{w_p} = 15 \mu m$ i wynikowy błąd kształtu Δ_{w_k}

3. Badania

W celu określenia zależności pomiędzy sygnałami drgań a maksymalnym błędem kształtu przeprowadzono badania na tokarce TUM35D1, podczas dokładnego toczenia wzdłużnego na sucho ostrzami ceramicznymi MC2 (płytką: SNGN 120712) firmy Hertel, tulei ($\varnothing_{zew} = 55 mm$, $\varnothing_{wew} = 25 mm$, $L = 150 mm$) z zahartowanej stali ŁH15 ($61 \pm 1 HRC$). Obróbkę realizowano przy stałych parametrach skrawania:

$$v_c = 175 \text{ m/min}, f = 0.08 \text{ mm/obr}, a_p = 0.1 \text{ mm}.$$

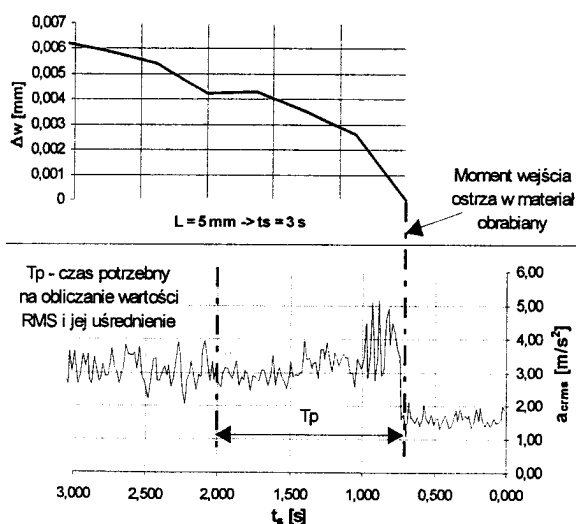
Badania przeprowadzono dla trzech losowo wybranych ostrzy. Czas skrawania każdym ostrzem wynosił 30 min. W każdym przypadku uzyskiwano zużycie $VB_c \approx 0,35 mm$. Co każde przejście mierzono: zużycie ostrza VB_c (za pomocą mikroskopu warsztatowego o dokładności $\pm 0,01 mm$) oraz błąd kształtu Δ_w (za pomocą czujnika inkrementalnego firmy Heidenhain o dokładności $\pm 0,5 \mu m$). Sygnały drgań mierzono w trakcie całego procesu za pomocą trójskładowego czujnika przyspieszeń drgań firmy B&K zamocowanego na gwint na oprawce noża. Wyznaczano przyspieszenia drgań w trzech kierunkach: głównym - a_c ,

posuwowym - a_f i odporowym - a_p . Dla każdego kierunku szacowano 3 miary :

- uśrednioną wartość średniokwadratową (a_{c_RMS} , a_{f_RMS} , a_{p_RMS}),
- uśrednioną wartość maksymalną (a_{c_max} , a_{f_max} , a_{p_max}),
- odchylenie standardowe wartości średniokwadratowej ($a_{c_σ}$, $a_{f_σ}$, $a_{p_σ}$).

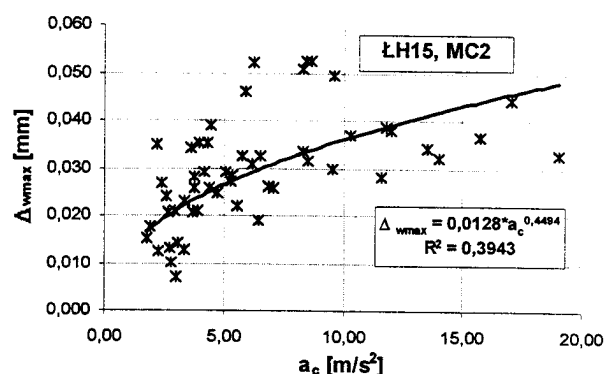
Oznacza to, że dla każdego przejścia wyznaczano dziewięć miar punktowych.

Ustalając wartość dopuszczalną $\Delta_{wd} = 10 \mu\text{m}$ i analizując wszystkie zarejestrowane zarysy stwierdzono, że przekroczenie wartości dopuszczalnej nie następowało przed upływem 5 sekund od chwili wejścia ostrza w materiał obrabiany. Dlatego przyjęto, że wyznaczenie miar sygnałów drgań, prognozowanie błędu kształtu Δ_{wu_p} i rozpoczęcie działań w celu jego skorygowania muszą być przeprowadzone po pierwszych 2 - 2,5 sekundach, na odcinku skrawania nazywanym dalej „odcinkiem testowym T_p ” (rys. 4).



Rys.4. Pomiar drgań na odcinku testowym

Przykładową zależność typu $\Delta_w = f(a_{citr})$, przedstawia rysunek 5. Widać, że korelacja pomiędzy badanymi wielkościami jest mała. Podobne zależności uzyskano również dla pozostałych z 9-ciu miar sygnału drgań. Żadna nie wykazała na tyle dużej korelacji z maksymalnym błędem kształtu aby na jej podstawie możliwe było prowadzenie skutecznego sterowania przemieszczaniem suportu. W związku z tym, postanowiono wykorzystać model wielowymiarowy w postaci sieci neuronowej.



Rys. 5. Zależności pomiędzy badanymi wielkościami

4. Testowanie zaproponowanego rozwiązania

Założono, że na wejście sieci jest podawanych 9 wcześniej określonych miar. Na wyjściu sieci wyprowadza prognozowane wartości Δ_{wu_p} , klasyfikowane do wstępnie przyjętych przedziałów

Przyjęcie liczby przedziałów na wyjściu sieci (tutaj sześciu) jest sprawą arbitralną i w związku z tym może być dyskusyjne. Zwiększanie liczby przedziałów (w granicy do nieskończoności, tzn. prognozowanie Δ_{wu_p} w sposób ciągły), wydłuża jednak znacznie czas uczenia sieci a niekoniecznie zwiększa skuteczność sterowania. Zadaniem sterowania nie jest bowiem minimalizacja błędu kształtu do wartości bliskich zero, a jedynie utrzymanie błędu kształtu w określonych granicach (0 , Δ_{wd}). Ponieważ we wszystkich z przeprowadzonych prób, największy zarejestrowany błąd kształtu wynosił $53 \mu\text{m}$, wyznaczono 6 przedziałów wartości Δ_{wu_p} (szerokość każdego jest mniejsza od Δ_{wd}) i odpowiadające im tory korekcyjne. Jeżeli rzeczywisty błąd Δ_{wu} wynosi np. $49 \mu\text{m}$ a sieć neuronowa zakwalifikuje go do przedziału nr 5, wówczas nastąpi korekcja jak dla $\Delta_{wu_p} = 45 \mu\text{m}$ i końcowy błąd kształtu po korekcji wyniesie teoretycznie $\Delta_{w_k} = 4 \mu\text{m}$.

Jako zbiór uczący zastosowano 40 faktów (wektorów stanu) odpowiadających realizacji trwałości dla dwóch pierwszych ostrzy. Zbiór testujący składał się z 20 faktów (wektorów stanu). Kierując się kryterium maksymalnej sprawności sieci, po serii treningów ostatecznie ustalono następującą strukturę: sieć czterowarstwowa z dwoma warstwami ukrytymi po 20 neuronów w każdej.

Na etapie testowania „nauczona” sieć miała za zadanie rozpoznać, na podstawie prezentowanych jej miar drganiowych ze zbioru testującego, wartości Δ_{wu_p} i zaklasyfikować je do odpowiedniego przedziału. Podczas testowania okazało się, że na 20 wektorów stanu 3 zostały zaklasyfikowane

nieprawidłowo, to znaczy $\Delta_{wu_p} \neq \Delta_{wu}$, co daje sprawność sieci $\eta = 85\%$. Nieprawidłowe rozpoznania można podzielić na 2 kategorie:

1. krytyczne - $\Delta_{wu_p} \neq \Delta_{wu}$ i po przeprowadzeniu korekty toru według Δ_{wu_p} przekroczenie dopuszczalnego błędu kształtu ($\Delta_{wk} > \Delta_{wd}$).
2. niekrytyczne - $\Delta_{wu_p} \neq \Delta_{wu}$, ale po przeprowadzeniu korekty toru według Δ_{wu_p} , zmniejszenie błędu kształtu poniżej wartości dopuszczalnej ($\Delta_{wk} < \Delta_{wd}$).

5. Podsumowanie i wnioski uogólniające

W pracy wykazano możliwość sterowania błędem kształtu w trybie on-line co może mieć istotny wpływ zarówno na dokładność jak i wydajność obróbki. Należy uwzględnić jednak, że analiza dotyczyła szczególnego przypadku, tzn. konkretnego skojarzenia materiał obrabiany - materiał ostrza i konkretnej wartości dopuszczalnej $\Delta_{w,d} = 0,01$ mm. W rzeczywistości wartość ta musi wynikać z wymogów konstrukcyjno technologicznych jakie nakłada się na wykonywany przedmiot. W celu zwiększenia dokładności korygowanych błędów można by w badanym zakresie zwiększyć liczbę przedziałów (np. co $5\mu\text{m}$).

Problemy związane z ekspansją termiczną ostrza w głąb materiału obrabianego, a co za tym idzie, powstawaniem błędu kształtu, dotyczą szerokiej gamy materiałów obrabianych, m.in. omawianej stali łożyskowej ŁH15 a także stali konstrukcyjnej S5, stali szybko tnącej SW7M itp. Materiałem ostrza jest najczęściej ceramika czarna, która do obróbki tych gatunków stali wykazuje największą przydatność. Dla każdego z tych gatunków stali proces zużycia ostrza przebiega nieco odmiennie, choć ogólny charakter krzywej zużycia jest podobny. Odmiennosc ta powoduje, że model diagnostyczny opracowany dla jednego gatunku nie może być wykorzystany do innego. Zbiór uczący dla sieci neuronowej musi dotyczyć konkretnego skojarzenia na konkretnej obrabiarce, przy konkretnych parametrach obróbki. Budowa takiego zbioru w warunkach przemysłowych nie jest uciążliwa i nie należy traktować tego jako wadę.

Konkludując, należy stwierdzić, że idea sterowania błędem kształtu zaprezentowana w niniejszym artykule, choć zweryfikowana dla

konkretnego skojarzenia, może być rozszerzona na dowolny materiał ze stali zahartowanej, obrabiany ceramiką czarną w warunkach toczenia dokładnego.

Literatura

- [1] Akasawa T., Takeshita H., Uehara K. : *Hot Machining with Cooled Cutting Tools*. Annals of the CIRP vol. 36/1/1987, s. 37-40.
- [2] Asao T., Mizugaki Y., Sakamoto M.: *Precision Turning by Means of a Simplified Predictive Function of Machining Error*. Annals of the CIRP Vol. 41/1/1992, s. 447-450.
- [3] Basov V.V., Zaslavskij I.I., Szejnik V.I.: *Issledovanie vlijanija temperaturno udlinnenija instrumenta iz elbora-R na izmenene diametra detali pri točenii*. Vestnik mašinostroenija nr 7, 1978, str. 53-55.
- [4] Hamrol A., Twardowski P.: *Shape error for turning hardened steel based on neural network model*, Materiały V International Conference on Monitoring and Automatic Supervision in Manufacturing AC' 98, Miedzyszyn k/Warszawy 20-21.08. 1995, s.123-128.
- [5] Kawalec M. i inni: *Teoretyczno-doświadczalne podstawy kształtowania warstwy wierzchniej przedmiotów ostrzami supertwardymi i ceramicznymi w dokładnej obróbce wiórowej*. Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego KBN nr 3 0981 9101. Poznań 1993.
- [6] Klocke F., Liermann J. : *Kompensation Thermisch bedingter Formabweichungen beim Hartdrehen*. Materiały informacyjne RWTH Aachen.
- [7] Sata T., Takeuchi Y., Sakamoto M., Weck M. : *Improvement of Working Accuracy on NC Lathe by Compensation for the Thermal Expansion of Tool*. Annals of the CIRP vol. 30/1/1981, s. 445-449.
- [8] Shiraishi M. : *In-Process Control of Workpiece Dimension in Turning*. Annals of the CIRP vol. 28/1/1979, s. 333-337.
- [9] Twardowski P.: *Diagnozowanie stanu ostrza i powierzchni obrobionej podczas dokładnego toczenia zahartowanych stali*. Praca doktorska, Instytut Technologii Mechanicznej Politechniki Poznańskiej, 1998.

MODEL ROZPŁYWU ENERGII W SYSTEMACH MECHANICZNYCH

Henryk KAŹMIERCZAK
Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych
Poznań, ul. Starołęcka 31,
tel.(0-61) 876-55-17, fax (0-61) 879-32-6, e-mail office@pimr.poznan.pl

1. Wstęp

Podając prace z zakresu minimalizacji oddziaływań energetycznych należy utworzyć możliwie prosty model energetyczny do symulacji obciążeń dynamicznych, umożliwiającą minimalizację obciążeń poprzez zmianę parametrów mechanicznych maszyny lub zmianę parametrów procesu technologicznego.

Jedną z wielkości kryterialnych stosowanych w projektowaniu układów mechanicznych są własności dynamiczne konstrukcji, odniesione do charakterystyk wymuszeń siłowych i kinematycznych, którym poddana jest maszyna.

Celem budowy modelu energetycznego systemu mechanicznego jest zastosowanie go do optymalizacji energetycznej poprzez syntezę rozptywu mocy w systemie i analizę przepływu energii, pozwalającą ocenić skutki modyfikacji własności dynamicznych systemu.

W metodzie analizy rozptywu mocy uwzględnia się przestrzenny rozkład mocy w podsystemach, opisując przenoszenie mocy między tymi podsystemami i rozpraszanie mocy.

Zgodnie z najnowszymi badaniami [7 - 9], do celów analizy dynamicznej a także w celu budowy modelu diagnostycznego, maszynę modeluje się jako procesor energii. Strumień energii ze źródła mocy przekształcany jest przez maszynę zgodnie z jej misją projektową na energię procesu technologicznego oraz na energię dyssypowaną (zewnątrznie i wewnątrznie). Energia dyssypowana wewnątrznie, akumulując się, prowadzi do destrukcji systemu. Obserwacja (w czasie długim Θ) zaawansowania stanu destrukcji prowadzona jest zwykle pośrednio, na wyjściu systemu, poprzez pomiar symptomu, np. mocy rozpraszanej.

Metodę dystrybucji mocy, opartą na badaniu gęstości widmowych mocy sygnałów wymuszenia i odpowiedzi można zastosować dla stanów ustalonych obciążeń dynamicznych.

Rozptyw mocy w systemie mechanicznym wymaga optymalizacji funkcjonalnej, tzn. maksymalizacji mocy wykorzystywanej do procesu technologicznego oraz minimalizacji energii dyssypowanej wewnątrznie oraz zewnątrznie.

Przyczyną rozpraszania (dyssypacji) energii w drgających systemach mechanicznych jest tarcie wewnętrzne oraz tarcie konstrukcyjne, zachodzące na powierzchniach połączonych nieruchomo elementów, a także tarcie w połączeniach ruchomych (prowadnice, łożyska).

Rozpraszanie energii następuje także wskutek występowania tłumienia hydrodynamicznego i aerodynamicznego (zjawisko flateru). Zjawisko rozpraszania energii jest nieodwracalne. Tarcie jest końcową formą rozpraszania energii. Ewolucyjna kumulacja energii prowadzi do destrukcji elementów systemu poprzez zmiany parametrów mechanicznych elementów, np. obniżenie sztywności, obniżenie twardości, złuszczenie bieżni łożysk, pęknięcia zmęczeniowe, erozję zewnętrzną materiału, korozję itp.

Ewolucja zużycia oraz uszkodzeń elementów maszyny wymaga budowy holistycznego modelu energetycznego maszyny, opisującego jej zachowanie w funkcji czasu Θ , będącego czasem ewolucji dynamicznej systemów, tj. w całym cyklu życia obiektu.

Holistyczny sposób opisu modelu obiektu oznacza opis jego zachowań w pięciowymiarowej czasoprzestrzeni, który obejmuje opis stanu dynamicznego obiektu poprzez wielkości dynamiczne, będące funkcją czasu bieżącego t i równocześnie zależne od czasu jego eksploatacji (czas długi Θ , będący czasem ewolucji dynamicznej obiektu), a także trzy składowe przestrzenne. Zjawisko degradacji węzłowych zespołów obiektu jest przedmiotem opisu w diagnostyce eksploatacyjnej poprzez model energetyczny, będący modelem holistycznym. Równocześnie holistyczność obiektu oznacza w dynamice opis jego zachowań jako całości z uwzględnieniem warunków brzegowych oraz oddziaływań środowiska.

2. Dystrybucja mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych

Złożony system mechaniczny, analizowany jako układ dynamiczny modelowany energetycznie, może zawierać wiele podsystemów multimodalnych, a każdy podsystem może być sprzężony z więcej niż jednym z pozostałych podsystemów. Każdy podsystem może być modelowany jako zbiór modów energetycznych. Np. w przypadku maszyny mody drgań poprzecznych w odpowiednim paśmie

częstotliwości mogą być traktowane jako podsystem, natomiast mody obciążeń dynamicznych wzdłużnych jako inny podsystem. Wzdłużne i poprzeczne własności struktury analizowane są z energetycznego punktu widzenia jako oddzielne, separowane podsystemy ze względu na różnice w ich impedancjach i gęstościach modalnych, definiowanych jako iloraz ilości n modów energetycznych do szerokości pasma częstotliwości $n/\Delta f$.

Opierając się na metodzie podatności dynamicznej oraz metodzie SEA [Statistical Energy Analysis] [7, 8, 9] wyznacza się uśrednioną w czasie dystrybucję mocy między dwoma podsystemami wielosystemowego modelu (rys. 1):

$$\bar{N}_k = \omega(\eta_{ik} E_k - \eta_{ki} E_i) \quad (1)$$

gdzie:

\bar{N} - moc wejściowa, E_i, E_k - przestrzenne, częstotliwościowe średnie poziomy energii, odpowiednio, podsystemów i, k , natomiast uśredniona w czasie moc rozproszona w systemie k ma postać:

$$\bar{N}_k \text{ dys} = \omega \eta_k E_k \quad (2)$$

gdzie:

η_k - współczynnik rozproszenia energii w systemie k w wyniku tłumienia wewnętrznego,
 $\omega \eta_{ik} E_k$ - miara strat mocy podsystemu k w wyniku sprzężenia z podsystemem i ,
 $\omega \eta_{ki} E_i$ - miara strat mocy podsystemu i w wyniku sprzężenia z podsystemem k ,

Z równania (2) wynika, iż moc przenoszona między dwoma podsystemami jest proporcjonalna do różnicy energii tych podsystemów. Równowagę (bilans) mocy w systemie opisuje równanie:

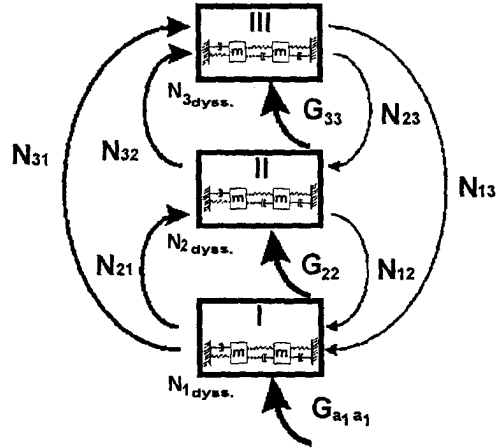
$$\bar{N}_k = \bar{N}_{kk \text{ dys}} + \sum_{i \neq k} \bar{N}_{i \leftarrow k} - \sum_{i \neq k} \bar{N}_{i \rightarrow k} \quad (3)$$

Pierwszy składnik jest miarą mocy dyssypowanej w podsystemie k , drugi składnik jest sumą miar mocy przenoszonych z podsystemu k na podsystemy i , natomiast odjemnik

$-\sum_{i \neq k} \bar{N}_{i \rightarrow k}$ jest miarą mocy przenoszonych z podsystemu i na podsystem k .

Schemat idei dystrybucji mocy w systemie mechanicznym zamieszczono na rys. 1. System jest złożeniem podsystemów I, II, III, z

których każdy ma charakterystyczne dlań własności dynamiczne. $G_{a_1 a_1}, G_{a_2 a_2}, G_{a_3 a_3}$ są gęstościami widmowej mocy wymuszeń zewnętrznych, N_{ik} - moce przenoszone z podkładu k na podkład i , $N_{I \text{ dys}}, N_{II \text{ dys}}, N_{III \text{ dys}}$ są mocami dyssypowanymi w poszczególnych podsystemach.



Rys. 1. Schemat dystrybucji mocy w systemie mechanicznym (N_{ik} - elementy macierzy przenoszenia mocy, $G_{a_k a_k}$ - gęstość widmowej mocy wymuszeń zewnętrznych)

Na rys. 1. zamieszczono schemat złożenia podkładów I, II, III, z których każdy ma charakterystyczne dlań własności dynamiczne.

Zgodnie z „II zasadą przepływu energii” [4] oraz wg równania bilansu mocy SEA [7 - 9] średnia moc wejściowa do każdego podsystemu jest równoważona z mocą rozpraszaną w podsystemach i przepływami mocy netto do sprzężonych wzajemnie podsystemów, czyli:

$$\begin{Bmatrix} \bar{N}_1 \\ \bar{N}_2 \\ \vdots \\ \bar{N}_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} + \operatorname{Re} N_{11} + \sum_{i=1}^n \operatorname{Im} N_{i1} - \operatorname{Im} N_{12} - \dots - \operatorname{Im} N_{1n} \\ - \operatorname{Im} N_{21} + \operatorname{Re} N_{22} + \sum_{i=3}^n \operatorname{Im} N_{i2} - \dots - \operatorname{Im} N_{2n} \\ \vdots \\ - \operatorname{Im} N_{n1} - \operatorname{Im} N_{n2} - \dots + \operatorname{Re} N_{nn} + \sum_{i=1}^n \operatorname{Im} N_{in} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

Wyrazy $\operatorname{Im} N_{ik}$ w tym wyrażeniu są miarą mocy przenoszonej w wyniku działania siły F_k przyłożonej w podsystemie k na podsystem i .

Na każdy z elementów macierzy mocy $\{\bar{N}_k\}$ składa się moc dyssypowana tracona ($k=1, 2, \dots, n$) w danym podsystemie k oraz suma mocy przenoszonej do podsystemów i (w wyniku sprzężenia z podsystemem k poddanym działaniu siły F_k), pomniejszonej o moce ($i \neq k$)

przenoszone do podsystemu k w wyniku działań mocy wejściowej w podsystemach i , sprzężonych z podsystemem k . Części rzeczywiste $Re\bar{N}_{ik}$ są miarami mocy dyssypowanych (traconych) przy przenoszeniu energii z punktu A_k podsystemu k do pkt. A_i podsystemu i w systemach mechanicznych, modelowanych jako systemy dyskretne metodami analizy modalnej.

3. Estymacja mocy obciążeń dynamicznych

Dyskretny model dynamiczny maszyny, przedstawiany jako wielowięściowy-wielowięściowy układ mechaniczny, w opisie holistycznym można opisać równaniem mocy:

$$\{M[D(\Theta)]\dot{x}(t, \Theta) + C[D(\Theta)]\dot{x}(t, \Theta) + K[D(\Theta)]x(t, \Theta)\}^T \dot{x}(t, \Theta) = F^T(t, \Theta)\dot{x}(t, \Theta) \quad (5)$$

T - symbol transponowania wektora

W równaniu tym $F^T(t, \Theta)\dot{x}(t, \Theta)$ przedstawia macierz rozplywu mocy wejściowej, dostarczaną do systemu w wyniku działania wektora sił wymuszających $F(t, \Theta)$. Macierz mocy sił tłumienia $\{C[D(\Theta)]\}^T \dot{x}(t, \Theta)$ jest mocą rozpraszaną przez tłumienie C , natomiast moc wewnętrzną struktury magazynują zamienne moce sił bezwładności $\{M[D(\Theta)]\dot{x}(t, \Theta)\}^T \dot{x}(t, \Theta)$ i moce sił sztywności dynamicznej $\{K[D(\Theta)]x(t, \Theta)\}^T \dot{x}(t, \Theta)$.

Miara uszkodzenia $D(r, \Theta)$ w modelu energetycznym definiowana jest jako iloraz energii dyssypowanej $E_d(\Theta)$ do pojemności dyssypacyjnej E_{ab} systemu:

$$D(\Theta) = \frac{E_d(\Theta)}{E_{ab}} = \frac{\int_0^{\Theta} P[\Theta, N(\Theta)]d\Theta}{E_{ab}}$$

gdzie: $P(\Theta)$ moc dyssypacji wewnętrznej,

$N(\Theta)$ moc dyssypacji zewnętrznej (np. drgań).

W modelu dyskretnym każdy z elementów macierzy destrukcji jest $D_{ik}(\Theta) = \frac{E_{ikd}(\Theta)}{E_{ikdb}}$,

przy czym $i=1, 2, \dots, n$ są punktami węzło-

wymi obiektu, $k=1, 2, \dots, r$ są punktami przyłożenia wymuszeń zewnętrznych.

Macierz średnich mocy $\{\bar{N}\}$, uśrednionych po czasie, dostarczanych do maszyny w wyniku działania nań wektora wymuszeń siłowych $F(t, \Theta)$ przyjmuje postać:

$$\{\bar{N}\} = \frac{1}{T} \int_0^T F^T(t, \Theta)\dot{x}(t, \Theta)dt \quad (6)$$

gdzie $F(t, \Theta)$ jest wektorem sił zewnętrznych przyłożonych w punktach k struktury, natomiast $\dot{x}(t, \Theta)$ jest wektorem chwilowych prędkości drgań struktury w punktach dyskretnego modelu maszyny.

Macierz średnich kwadratów mocy wejściowej $\bar{N}(\Theta)$ -obciążeń dynamicznych, „mocy dostarczanej” do systemu w wyniku działania wektora sił $F(t, \Theta)$ (układ wielowięściowy) i przenoszonej na elementy systemu mechanicznego oraz rozpraszanej w systemie ma postać:

$$\bar{N}^2(t, \Theta) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T N^2(t, \Theta)dt = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [F^T(t, \Theta) \cdot v(t, \Theta)]^2 dt$$

$v(t, \Theta)$ - jest wektorem prędkości chwilowych drgań w węzłowych punktach struktury, będących punktami dyskretyzacji modelu systemu, wybranymi ze względu na ważność tych węzłów dla trwałości i niezawodności systemu.

Z twierdzenia Parsewala wynika:

$$\bar{N}^2(t, \Theta) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T N^2(t, \Theta)dt = \int_0^{\infty} G_N(\omega, \Theta)d\omega$$

gdzie: $\omega = 2\pi f$, $\bar{N}^2(t, \Theta)$ - macierz kwadratów modułu transformaty mocy wejściowej.

Macierz gęstości widmowych mocy mocy:

$$G_N(\omega, \Theta) = \frac{1}{\pi T} |G_{VF}(j\omega, \Theta)|^2$$

przy czym wzajemna gęstość widmowa siły i prędkość drgań:

$$G_{FV}(j\omega, \Theta) = H_V(j\omega, \Theta) \cdot G_F(\omega, \Theta)$$

gdzie: $H_{Vik}(j\omega, \Theta) = \frac{G_{Vik}(j\omega, \Theta)}{G_{FkFk}(\omega, \Theta)}$ - mobilność dynamiczna,

$V(\omega, \Theta)$ - prędkość drgań mechanicznych,

$F(\omega, \Theta)$ - siła wymuszająca,

B - okno widmowe Hanninga,

G_{VF} - wzajemna gęstość widmowa wymuszenia i prędkości drgań,

G_{VV} - gęstość widmowa prędkości drgań,

G_{FF} - gęstość widmowa wymuszenia,

Stosując twierdzenie o wartości średniej i wyznaczając bezpośrednio widmo mocy przyspieszenia $a^2(f, \Theta)$, otrzymuje się:

$$\bar{N}^2(\Theta) = \sum_{s=1}^l \frac{1}{\omega_s^2 B} |G_{aF}(\omega_s, \Theta)|^2 \cdot \Delta\omega_s \quad (7)$$

przy czym macierz gęstości widmowych skorelowanych wymuszeń:

$$G_{FF}(j\omega, \Theta) = \{H^*(j\omega, \Theta)\}^{-1} \cdot G_{aa}(j\omega, \Theta) \{H^T(j\omega, \Theta)\}^{-1} \quad (8)$$

W okolicach antyrezonansu macierz $\mathbf{H}(j\omega, \Theta)$ może być osobliwą. Toteż pomiary odpowiedzi wykonuje się w punktach przyłożenia wymuszeń (lub bliskich tym punktom) oraz w innych węzłowych punktach maszyny.

Do identyfikacji macierzy charakterystyk dynamicznych obiektów mechanicznych o dużych rozmiarach przestrzennych i dużych masach stosowana jest metoda analizy modalnej, oparta o pomiar odpowiedzi na wymuszenia eksploatacyjne, będące wynikiem działania sił procesu technologicznego, bądź wymuszeń kinematycznych oraz procesu destrukcji elementów maszyny.

Metoda ta:

- umożliwia analizę modalną obiektów o dużych rozmiarach, dla których testy laboratoryjne byłyby utrudnione,
- modeluje poprawnie obiekty, gdyż wymuszenia odpowiadają obciążeniom rzeczywistym ze względu na ich przebieg czasowy, rozkład przestrzenny oraz amplitudy, a także warunki brzegowe,
- umożliwia identyfikację modeli nieliniowych.

Posłużenie się metodą eksperymentalnej analizy modalnej do identyfikacji macierzy charakterystyk dynamicznych $\mathbf{H}[\omega, \mathbf{D}(\Theta)]$, oraz zastosowanie wektora odpowiedzi eksploatacyjnych do identyfikacji stanu dynamicznego systemu i budowy modelu rozptywu mocy, korelują ze współczesnymi tenden-

cjami "eksploatacyjnie zorientowanego" modelowania i projektowania maszyn.

4. Wnioski

1. Analiza przestrzenno-czasowego rozkładu mocy wejściowej wymuszeń zewnętrznych umożliwia hierarchizację amplitudową źródeł energii w systemach mechanicznych.
2. Model rozptywu mocy w systemie mechanicznym spełnia wymóg syntezy wiedzy o tym systemie.

5. Literatura

1. Cempel C., Theory of Energy Transformation Systems and their Application in Diagnostic of Operating systems, Applied Mathematics and Computer Sciences, Vol 3, No 2, 533-548, 1993.
2. Cempel C., Natke H. G., Energy Processing and Energy Processors in Systems Engin., Proc. of Summer School on Systems Engin., Poznań August 27-31, 189-218, 1995.
3. Cempel C., Innovative Developments in Systems Condition Monitoring, Keynote Lecture for DAMAS '99, Damage Assessment of Structure Conference, Dublin, June 1999.
4. Dobry M. W. Optymalizacja przepływu energii w systemie człowiek-narzędzie-podłoże (CNP), Politechnika Poznańska, Rozprawy nr 330, Poznań, 1998.
5. Kaźmierczak H., Badania procesu przenoszenia energii w maszynach rolniczych dla potrzeb diagnostyki i optymalizacji konstrukcji, PIMR Poznań, 1997.
6. Kaźmierczak H., Dystrybucja mocy obciążeń dynamicznych w systemie mechanicznym, VIII Structural Acoustics & Vibrations for Technology, Kraków, 1999.
7. Lyon R., H., Statistical Energy Analysis, Massachusetts Institute of Technology, 1975.
8. Woodhouse J., An approach to the theoretical background of statistical energy analysis applied to structural vibration, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 69, Nr 6, 1981, 1695-1709.
9. Woodhouse J., An introduction to Statistical Energy Analysis of structural vibration, Applied Acoustics, Nr 14, 1981, 445-469.

MODELOWANIE DRGAŃ WĘZŁA ŁOŻYSKOWEGO

Janina KOWALAK

Politechnika Poznańska, Instytut Mechaniki Stosowanej

Zakład Dynamiki i Wibroakustyki Systemów

ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, tel. (061) 665 23 02, fax. (061) 665 23 07

e-mail : Janina.Kowalak@put.poznan.pl

1. Wprowadzenie.

Jednym z problemów badawczych referowanych na seminariach prowadzonych przez prof. Czesława Cempla był problem pt. Opracowanie metod i koncepcji układów pomiarowych do oceny stanu dynamicznego łożysk.

Z problemem tym zwróciło się do prof. Czesława Cempla w końcu lat 70-tych ówczesne Zjednoczenie Przemysłu Łożyskowego, któremu odbiorcy zarzucali złą jakość wykonania łożysk. Zarzut postawiony przez odbiorców wynikał z braku odpowiednich metod i układów pomiarowych, które producentom łożysk pozwoliłyby na klasyfikację łożysk (w ramach danego typu) w zależności od jakości ich wykonania tzn. pozwoliłyby na wybór z partii wykonanych łożysk grupy łożysk, która byłaby prawie jednakowa ze względu na ich wykonanie.

Wynikiem realizacji kierowanego przez prof. Czesława Cempla wspomnianego tematu było:

- 1) Uściślenie przez przemysł łożyskowy norm, które określały kryteria podziału łożysk (danego typu) na klasy co pozwoliło odbiorcom otrzymywać łożyska, w ramach danego typu, prawie takie same ze względu na ich wykonanie.
- 2) Poszerzenie przez zespół realizujący temat wiadomości z dziedziny łożysk tocznych, które zostały przekazane:
 - Uczestnikom IV Szkoły Diagnostyki Maszyn (Diagnostyka łożysk tocznych) organizowanej przez Polską Akademię Nauk, Instytut Podstawowych Problemów Techniki, Zespół Diagnostyki Maszyn Komitetu Budowy Maszyn [1].
 - Służbom dozoru technicznego Kopalni Węgla Brunatnego okręgu Konin, Elektrowni i Elektrociepłowni Okręgu Zachodniego
 - Słuchaczom Studiów Podyplomowych z „Drganowej Diagnostyki Maszyn”

Opracowanie metod umożliwiających dostarczenie odbiorcom otrzymania takich samych łożysk z uwagi na ich jakość wykonania pozwoliło na prowadzenie dalszych badań laboratoryjnych i eksploatacyjnych.

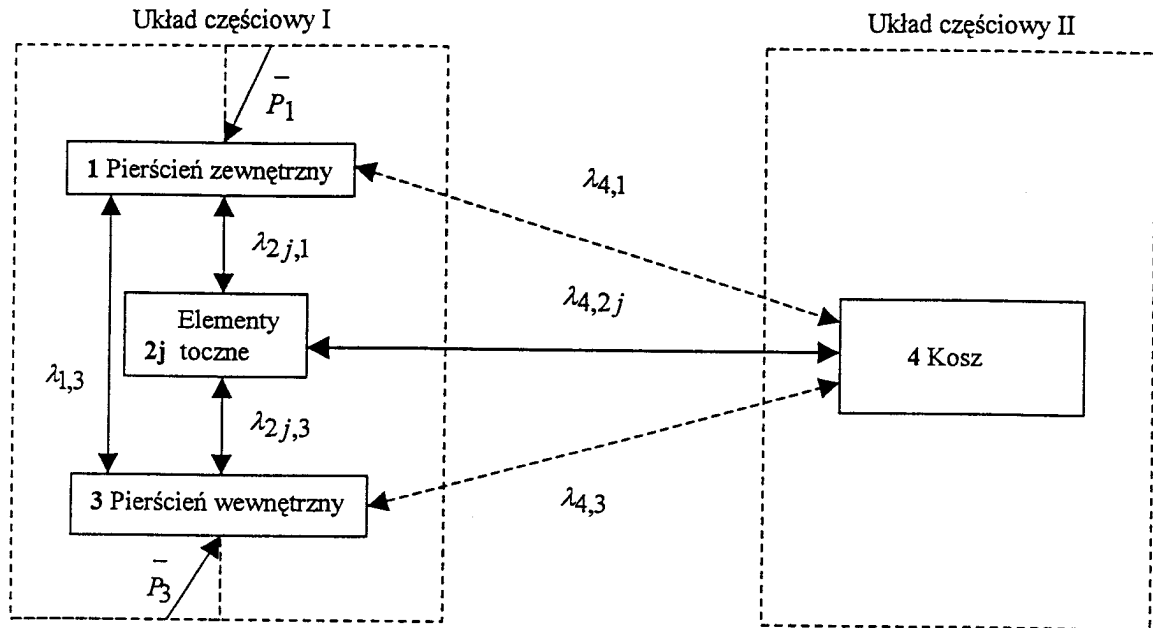
Z badań tych wynikało, że łożyska tej samej klasy pracujące niemalże w tych samych warunkach eksploatacyjnych wykazują różną trwałość. Tak więc należy przypuszczać, że na czas bezawaryjnej pracy węzła łożyskowego wpływają elementy współpracujące z łożyskiem co w dalszych badaniach należy uwzględnić. Prowadzenie tego typu badań w warunkach laboratoryjnych i eksploatacyjnych jest jednak bardzo kosztowne i czasochłonne. Z tej też przyczyny badania tego typu zastępuje się dzisiaj badaniami symulacyjnymi. Badania symulacyjne przeprowadza się na modelach matematycznych. Stąd też niezbędne jest przeprowadzenie wnikliwej analizy, a następnie budowy modelu fizycznego węzła łożyskowego na podstawie, którego zostanie zbudowany model matematyczny.

2. Model fizyczny.

Węzeł łożyskowy jest prostym zespołem konstrukcyjnym składającym się z gniazda łożyskowego, łożyska (pierścień zewnętrzny i wewnętrzny, elementy toczne, kosz) i końcówki wału.

W węźle łożyskowym stosuje się różnego typu łożyska. Jednakże różnice konstrukcyjne między typami łożysk ujawniają się we wzajemnym oddziaływaniu elementów łożyska, przy czym przez pojęcie „oddziaływanie” należy rozumieć wpływ parametrów określających stan jednego elementu na parametry określające stan elementów pozostałych. Model fizyczny węzła łożyskowego składa się z $5+j$ brył (gdzie j – liczba elementów tocznych) powiązanych między sobą wewnętrznymi oddziaływaniami λ_{ji} (rys.1).

Liniami ciągłymi zaznaczone zostały na rysunku 1 oddziaływania wewnętrzne, które występują w łożyskach otwartych, natomiast liniami przerywanymi zaznaczono dodatkowe oddziaływania, które występują w łożyskach zakrytych. Te dodatkowe oddziaływania występują w przypadku łożysk zakrytych i są przenoszone poprzez czynnik smarujący wypełniający łożyska, natomiast wzajemne oddziaływania pierścieni są przenoszone poprzez elementy zamykające łożysko.



Rys. 1. Schemat oddziaływań węzła łożyskowego

W pierwszym przybliżeniu uwzględnimy tylko te oddziaływania, które są realizowane na drodze bezpośredniego kontaktu elementów. Poza tym w przypadku łożysk małych i średnich gabarytów postuluje się słabe sprzężenie pomiędzy koszem, a elementami tocznymi i do dalszej analizy przyjmuje się układ częściowy I.

Przy odpowiednim zamocowaniu łożyska w gnieździe łożyskowym pierścień zewnętrzny wykonuje jedynie poprzeczny ruch postępowy (ruch w płaszczyźnie łożyska).

Przy takim założeniu rozpatrzmy ruch wszystkich elementów łożyska jako ruch złożony, w którym wspomniany ruch pierścienia zewnętrznego jest ruchem unoszenia.

3. Model matematyczny

Równania ruchu względnego wszystkich elementów łożyska wyprowadzimy we współrzędnych ruchomych. W tym ujęciu unoszenie jest niejako skutkiem ruchu względnego. Model matematyczny węzła łożyskowego przy następujących założeniach:

- materiały, z których wykonane są poszczególne elementy węzła łożyskowego są jednorodne z uwagi na gęstość i liniowo sprężyste.
- oddziaływania elementów węzła łożyskowego mają pomijalny wpływ na wartość momentu bezwładności
- błędy geometryczne wykonania elementów węzła łożyskowego są na tyle małe, że nie wpływają na główne centralne momenty bez-

władności, a główne osie bezwładności obu pierścieni pokrywają się.

W celu wyprowadzenia równań ruchu łożyska z każdym elementem łożyska wiążemy nieruchomy względem niego układ kartezjański i nadajemy poszczególnym elementom dowolne przemieszczenie i obroty. Osie układów związanych z elementami łożyska stanowią ich główne, centralne osie bezwładności.

Tak więc położenie każdego elementu łożyska względem innego opisane będzie sześcioma współrzędnymi. Ogólne równania ruchu łożyska można wyznaczyć z równań Lagrange'a:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{r}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial r_i} + \frac{\partial V}{\partial r_i} = Q_i - R_i + B_i \quad (1)$$

gdzie: T i V oznaczają odpowiednio energię kinetyczną i potencjalną układu. Natomiast $Q_i = Q_i(t)$ jest uogólnioną siłą zewnętrzną odpowiadającą uogólnionej współrzędnej r_i , skierowaną zgodnie z dodatnim zwrotem tej współrzędnej; $R_i = R_i(t)$ jest uogólnioną siłą oporu odpowiadającą uogólnionej współrzędnej r_i ; B_i są siłami bezwładności w ruchu unoszenia odpowiadającymi uogólnionej współrzędnej r_i .

Kontakt między kulkami, a pierścieniami przyjmujemy jako połączenie Kelvina – Voigta, gdzie c_{1j} i c_{2j} są współczynnikami tłumienia, a k_{1j} i k_{2j} są współczynnikami sztywności [1].

W wyniku otrzymamy układ $12+6j$ (j – liczba elementów tocznych) równań różniczkowych zwyczajnych drugiego rzędu nieliniowych, opisujących przestrzenny ruch łożyska.

Ze względu na różnorodność przyczyn wpływających na charakter oddziaływań postać energii potencjalnej będzie bardzo złożona, co w konsekwencji prowadzi do równań nieliniowych zależnych.

Dalsza analiza będzie prowadzona przy założeniach:

- ruch poszczególnych elementów odbywa się w płaszczyźnie łożyska,
- pierścień zewnętrzny nie wykonuje obrotów,
- na element toczny działa wyłącznie wymuszenie kinematyczne postaci:

$$z(t) = A \cos \dot{q}_{2j} t \quad (2)$$

- masa elementu tocznego jest pomijalna w stosunku do masy pierścienia,
- ruchy obrotowe elementów tocznych (współrzędne \dot{q}_{2j}) i pierścienia wewnętrznego (współrzędne \dot{q}_3) odbywają się dookoła osi prostopadłej do płaszczyzny łożyska
- pierścień wewnętrzny oprócz jednoczesnego ruchu obrotowego wykonuje przemieszczenie, które opisano [2]:

$$f(t) = B \cos \dot{q}_3 t + C \cos 2\dot{q}_3 t. \quad (3)$$

Przy powyższych założeniach wyprowadzono równanie opisujące drgania promieniowe pierścienia zewnętrznego postaci:

$$\begin{aligned} & \ddot{p}_1 + \frac{c_{2j}}{M} \dot{p}_1 + \left(\frac{k_{2j}}{M} - \dot{q}_3 \right)^2 p_1 + \frac{k_{2j}}{M} (A \cdot \cos \dot{q}_{2j} t + \\ & + B \cdot \cos \dot{q}_3 t + C \cdot \cos 2\dot{q}_3 t) + \\ & + \frac{c_{2j}}{M} (A \cdot \dot{q}_{2j} \sin \dot{q}_{2j} t + B \cdot \dot{q}_3 \sin \dot{q}_3 t + \end{aligned}$$

$$+ C \cdot \dot{q}_3 \sin 2\dot{q}_3 t) \quad (4)$$

gdzie p_1 - promień pierścienia zewnętrznego

Dla drgań ustalonych rozwiązanie powyższego równania będzie postaci:

$$\begin{aligned} p_3 = & L_1 \cos \dot{q}_{2j} t + L_2 \sin \dot{q}_{2j} t + L_3 \cos \dot{q}_3 t \\ & + L_4 \cos \dot{q}_3 t + L_5 \cos 2\dot{q}_3 t + L_6 \sin 2\dot{q}_3 t \end{aligned} \quad (5)$$

gdzie:

$$L_1 = \frac{\frac{k_{2j}}{M} \left[\frac{k_{2j}}{M} - \dot{q}_3 - \dot{q}_{2j} \right] + \frac{c_{2j}}{M} \dot{q}_{2j}}{\left[\frac{k_{2j}}{M} - \dot{q}_3 - \dot{q}_{2j} \right]^2 + \frac{c_{2j}}{M} \dot{q}_{2j}} A$$

$$L_2 = \frac{\frac{c_{2j}}{M} \dot{q}_{2j} \left(\frac{\dot{q}_3}{q_3} + \dot{q}_{2j} \right)}{\left(\frac{k_{2j}}{M} - \dot{q}_3 - \dot{q}_{2j} \right)^2 + \frac{c_{2j}}{M} \dot{q}_{2j}} A$$

$$L_3 = \frac{\frac{k_{2j}}{M} \left(\frac{k_{2j}}{M} - 2\dot{q}_3 \right) + \frac{c_{2j}}{M} \dot{q}_3}{\left(\frac{k_{2j}}{M} - 2\dot{q}_3 \right)^2 + \frac{c_{2j}}{M} \dot{q}_3} B$$

$$L_4 = \frac{2 \frac{c_{2j}}{M} \dot{q}_3^3}{\left(\frac{k_{2j}}{M} - 2\dot{q}_3 \right)^2 + \frac{c_{2j}}{M} \dot{q}_3} B$$

$$L_5 = \frac{\frac{k_{2j}}{M} \left(\frac{k_{2j}}{M} - 5 \cdot \dot{q}_3^2 \right) + \frac{c_{2j}}{M} \cdot 2 \cdot \dot{q}_3^2}{\left(\frac{k_{2j}}{M} - 5 \cdot \dot{q}_3^2 \right)^2 + \frac{c_{2j}}{M} \cdot 2 \cdot \dot{q}_3^2} \cdot C$$

$$L_6 = \frac{10 \cdot \frac{c_{2j}}{M} \dot{q}_3^3}{\left(\frac{k_{2j}}{M} - 5 \cdot \dot{q}_3^2 \right)^2 + \frac{c_{2j}}{M} \cdot 2 \cdot \dot{q}_3^2} \cdot C$$

4. Podsumowanie

Przedstawiony w pracy model matematyczny jest ogólnym modelem węzła łożyskowego. Wykorzystanie go do badań symulacyjnych będzie możliwe po przeprowadzeniu identyfikacji jego parametrów, co będzie dalszym etapem pracy.

5. Literatura

1. Zbigniew Osiński: Tłumienie drgań mechanicznych, PWN, Warszawa 1979
2. Janina Kowalak: Vibration of impaired shafts , VIBRATIONS IN PHYSICAL SYSTEMS XVIIIth SYMPOSIUM, Poznań-Błażejewko, Maj 27-30,1998

DIAGNOSTYCZNY SYSTEM STEROWANIA EKSPLOATACJĄ MASZYN ROLNICZYCH

Ryszard MICHAŁSKI

Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie; Wydział Nauk Technicznych,
Instytut Inżynierii Mechanicznej, 10-757 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 11, tel. 523-34-63,
523-37-26, fax 523-34-63, e-mail: michr@uwm.edu.pl

1. Wprowadzenie

Obecnie samojezdne maszyny rolnicze wyposażane są w systemy mikroprocesorowe do monitorowania parametrów pracy lub w wersji bardziej rozwiniętej, do nadzorowania stanu technicznego oraz częściowo zautomatyzowanego sterowania procesami roboczymi maszyn. System mikroprocesorowy występuje jako połączenie komputera pokładowego z przetwornikami pomiarowymi i elementami wykonawczymi samojezdnej maszyny rolniczej. Otoczeniem tego systemu są procesy eksploatacji i operator maszyny.

Stosowanie systemów mikroprocesorowych w maszynach rolniczych w istotny sposób wpływa na [1,3]:

- zmniejszenie zużycia paliwa,
- zminimalizowanie strat obrabianego materiału,
- zwiększenie wydajności i dyspozycyjności maszyn,
- obniżenie psychicznego i fizycznego zmęczenia operatora.

Stwarza to nowe możliwości i potrzeby w zakresie oceny stanu technicznego w procesie eksploatacji złożonych samojezdnych maszyn rolniczych (częściej agregatów maszynowych tj. ciągnik sprzężony z narzędziami i maszynami wielofunkcyjnymi). Sterowanie w tym przypadku umożliwia zmianę procesu eksploatacji w zakresie określonych parametrów, zgodnie z przyjętym algorytmem.

Sytuacja ta wyznacza nowe obszary badań diagnostycznych w systemach sterowania eksploatacją maszyn rolniczych (DSSE).

2. Obieg informacji w systemach sterowania

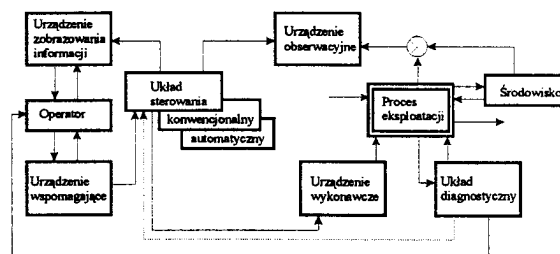
Do pomiaru prawidłowości działania systemu eksploatacji (SE) niezbędne jest poznanie obiegu informacji w tym systemie.

Obiegi informacji w SE obejmuje całokształt procesów przekształcania i przesyłania sygnałów i danych o oddziaływaniach zewnętrznych i procesach wewnętrznych systemu. Podstawowe procesy przekształcania informacji to: filtrowanie, przejmowanie, pomiar, estymacja, selekcja, porównywanie, obliczanie, rozmywanie, przesyłanie, formowanie oraz kształtowanie sygnałów.

Obecnie w technice rolniczej rozpowszechnione są konwencjonalne (ręczne) systemy sterowania eksploatacją. Istotną cechą tych systemów sterowania procesem eksploatacji jest to, że operator realizuje podstawową funkcję decyzyjną tj.: odbiera informacje, wydziela sygnał użyteczny, deklaruje sygnał, podejmuje decyzje o kierunku i wartości sterowania oraz wypracowuje pierwotny sygnał sterujący z ewentualnym wykorzystaniem diagnozy stanu.

Tego typu systemy posiadają przeważnie układy monitorowania lub półautomatyczne układy kontrolno-diagnostyczne. Cechą charakterystyczną tego układu jest automatyzacja oceny stanu technicznego wybranych zespołów, układów maszyn, podania zmiany stanu procesu z ew. lokalizacją niezdatności

Schemat obiegu informacji w systemie sterowania eksploatacją z automatycznym diagnozowaniem przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Schemat obiegu informacji w diagnostycznym systemie sterowania eksploatacją

W tak rozumianym systemie (rys. 1) operator w sposób ciągły śledzi proces starzenia maszyny i koryguje sygnały sterujące w zakresie obsługiwanego, gdy układ sterujący zgłasza zapotrzebowanie na korekcję stanu technicznego systemu.

W przyszłości wszystkie fazy procesu sterowania kontrolą stanu będą zautomatyzowane i odbywać się będą bez ingerencji operatora. Zmieni się funkcja operatora, z dominującej funkcji sterującej na funkcje kontrolne i korekcyjne uchybem. Kanał komunikacyjny od operatora do układu sterowania będzie jedynie wykorzystywany do przesyłania kodów korekcyjnych.

Celem diagnostyki jest wykrycie z określonego zbioru parametrów stanu tych parametrów, które w procesie eksploatacji zmieniły swoje wartości wraz z wyznaczeniem ich wartości.

Wprowadzenie nowych technik oraz dążenie do obniżenia fizycznego i psychicznego zmęczenia operatora stawia coraz większe wymagania odnośnie szybkości działania systemów sterowania. Przyspieszenie obiegu informacji w SE jest możliwe przez zastosowanie mechatroniki i informatyki, jednak zakres zwiększenia szybkości działania SE z wykorzystaniem mechatroniki jest ograniczony. Jedynym sposobem istotnego przyspieszenia obiegu informacji w procesie eksploatacji jest wprowadzenie techniki komputerowej.

3. Zasady budowy systemu diagnostycznego

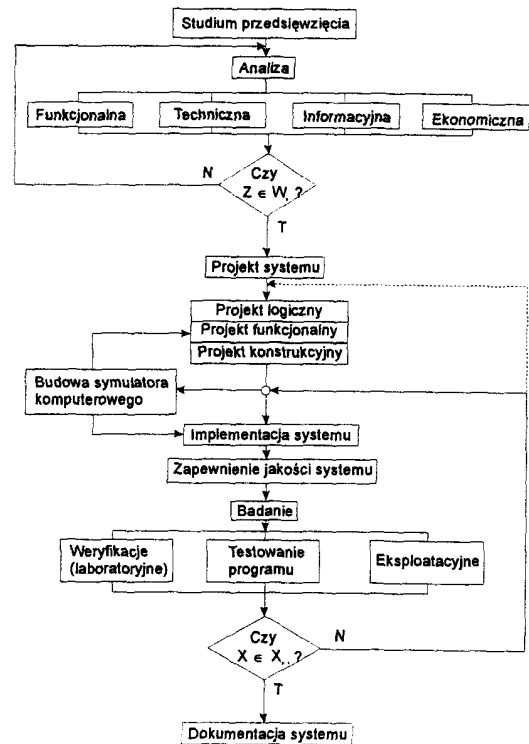
W tworzeniu pokładowego systemu diagnostycznego samodzielną maszyną należy uwzględnić (rys. 2):

- Studium przedsięwzięcia - polegające na zidentyfikowaniu i przeanalizowaniu problemu, jego możliwych rozwiązań w celu określenia ich wykonalności, kosztów i korzyści. Na studium to składa się analiza wymagań funkcjonalnych, technicznych, informacyjnych i ekonomicznych.
- Projektowanie systemu (system design) - polegające na określeniu architektury mikroprocesora, części składowych, modułów, interfejsów i oprogramowania pod kątem spełniania wymagań użytkowych, które obejmują:
 - projekt logiczny (conceptual design) - określenie logicznych aspektów jego organizacji, procesów i przepływu informacji;
 - projekt funkcjonalny (functional design) - opis funkcji elementów składowych systemu oraz ich współdziałania;
 - projekt konstrukcyjny (structure design) - opis struktury procesora, wyświetlacza, układu pamięci, układu komunikacyjnego, modułu WE/WY, zegara czasu, układu zasilania, układu sprzęgowego szeregowego, układu wejść standardu RS.
- Budowę symulatora pracy systemu, którego celem jest przedstawienie wybranych parametrów budowanego systemu i jego struktury przez system komputerowy.
- Implementację systemu (implementation of a system) i fazę opracowania systemu, których wynikiem jest zbudowanie modelu fizycznego urządzenia mikroprocesorowego i oprogramowania, spełniającego założone funkcje.
- Jakość działania systemu (quality assurance) w aspekcie wymagań technicznych, -obejmuje ba-

dania weryfikacyjne (laboratoryjne), testowanie programu i badanie eksploatacyjne.

- Dokumentację systemu (system documentation) - obejmuje zbiór dokumentów, w których są opisane wymagania, zdolność do funkcjonowania, ograniczenia, budowa, działanie i procedury obsługi technicznej.

Na rys. 2 podano schemat blokowy etapów tworzenia systemu diagnostycznego.



Rys. 2. Schemat etapów realizacji systemu diagnostycznego: Z- zbiór założeń, W_b - zbiór wymagań bazowych, X- zbiór parametrów eksploatacyjnych, X_{DT} - zbiór parametrów konstrukcyjnych.

4. Przykład sterowania w DSSE.

Do sterowania w DSSE przyjęto układ napędowy maszyny samojezdnej ze stopniową skrzynią biegów.

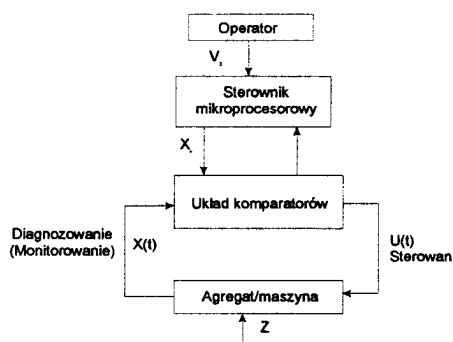
W obecnie stosowanym ręcznym układem sterowania, operator systemu generuje trzy sygnały sterownicze:

- u_1 – dawka podawanego paliwa,
- u_2 – przełożenie skrzyni biegów,
- u_3 – dokonuje wyboru sposobu pracy agregatu.

W zależności od wielkości u_1 silnik uzyskuje odpowiednią prędkość obrotową n_s i moment obrotowy M_s . Układ napędowy, zgodnie z otrzymanym sygnałem u_2 , przetwarza te wielkości na prędkość obrotową kół napędowych n_k i moment obrotowy na tych kołach M_k . W rezultacie agregat uzyskuje pożądaną przez operatora prędkość V_r . Zewnętrzne zakłócenia Z w postaci zmiennych oporów ruchu oddziałują poprzez układ napędowy na silnik i powodują zmiany M_s , n_s .

Automatyczne sterowanie procesem pracy agregatu przez zmiany wektora sterowania w zależności od wektora jego stanu, ma na celu optymalnie wykorzystanie agregatu, niedopuszczenie do przeciążeń jego zespołów roboczych, zwiększenie wydajności eksploatacyjnej, zmniejszenie zużycia paliwa oraz obniżenie fizycznego i psychicznego zmęczenia operatora.

Na rys. 3 podano schemat układu sterowania maszyną z uwzględnieniem diagnozowania stanu.



Rys. 3. Schemat układu sterowania systemu, gdzie: V_z – wektor wielkości zadawanej, $x(t)$ – wektor kontroli stanu maszyny w chwili t , $U(t)$ – wektor wielkości sterujących w chwili t , Z – wektor wielkości zakłócającej.

Do automatycznego sterowania procesem eksploatacji jak wynika z rysunku, niezbędna jest znajomość wektora stanów systemu. Zatem identyfikacja zbioru stanów systemu z przyjętego punktu widzenia jest niezbędna do optymalizacji procesu eksploatacji.

Dynamikę tego układu dla stanu parametrów procesów użytkowania maszyny można opisać następującym równaniem:

$$X(t+1) = F[x(t), z(t)] \quad (1)$$

a następnie równanie sterowania ma postać:

$$s(t) = II[x(t+1), u(t)] \quad (2)$$

Funkcję II można dobrać na podstawie modelu matematycznego agregatu.

Optymalne sterowanie ze względu na przyjęte kryterium polega na dobraniu odpowiedniej funkcji sterowania spełniającej zależność [7]:

$$U(t): S(T) \rightarrow \begin{cases} \max W_e & \text{dla } g_e \pm \Delta g_e = \text{const} \\ \min g_e & \text{dla } W_e \pm \Delta W_e = \text{const} \end{cases} \quad (3)$$

gdzie: g – jednostkowe zużycie paliwa w [g/kWh] wyznaczona z charakterystyki silnika, W_e – wydajność eksploatacyjna agregatu [ha/h],

$$W_e = 0,36 \cdot V_r \cdot b \cdot \beta \cdot K_g \cdot K_{07} \quad (4)$$

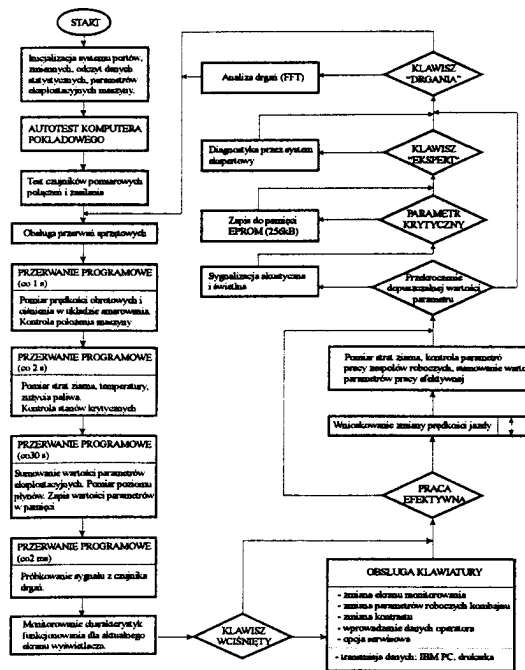
gdzie: V_r – prędkość robocza [m/s], β – współczynnik wykorzystania szerokości roboczej agregatu [0,1], b – szerokość robocza maszyny [m], K_g – współczynnik gotowości technicznej, K_{07} – współczynnik wykorzystania czasu zmiany.

4.1. Algorytm diagnozowania stanu.

Ze względu na przyjęte funkcje realizowane przez system, opracowano oryginalny algorytm będący rozwinięciem własnych koncepcji [4, 7]. Przy opracowaniu algorytmu zwrócono szczególną uwagę na wykorzystanie możliwości wyświetlacza graficznego oraz zapewnienia łatwości obsługi komputera przez operatora maszyny. Do realizacji funkcji informacyjnej i diagnostycznej opracowano system ekspertowy z wykorzystaniem wnioskowania rozmytego [4].

W przedstawionym przykładzie zastosowano wnioskowanie rozmyte. Dialog użytkownika (operator) z systemem realizowany jest w trybie bezpośrednim poprzez procedury wejścia / wyjścia, które następnie są realizowane przez układ WE/WY (klawiatura i wyświetlacz typu graficznego). Sygnały wejściowe pochodzą od przetworników pomiarowych. W systemie ekspertowym istotną rolę odgrywa pomiar drgań mechanicznych konstrukcji maszyny roboczej. Do analizy drgań zastosowano metodę Szybkiej Transformaty Fouriera (FFT).

Schemat blokowy algorytmu pokładowego systemu diagnozowania stanu technicznego samojezdnej maszyny rolniczej przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Schemat algorytmu diagnozowania systemu [4].

5. Podsumowanie

Rozwój techniki rolniczej ukierunkowanej na zastosowanie techniki mikroprocesorowej powoduje wzrost złożoności systemów diagnostycznych i stwarza nowe możliwości dotyczące budowy diagnostycznych systemów sterowania eksploatacją maszyn rolniczych.

W projektowanych DSSE istotnym jest uwzględnienie:

- możliwości funkcjonalnych, technicznych, informacyjnych i diagnostycznych systemu;
- podstawowych funkcji systemu: informacyjną, diagnostyczną, sterującą, bezpieczeństwa i efektów pracy;
- algorytmu obiegu informacji w powiązaniu z kontrolą stanu i sterowaniem systemem;
- właściwego doboru mikroprocesora o architekturze i mocy obliczeniowej dostosowanej do wymagań oraz odpowiednio oprogramowanych algorytmów;

- układów we/wy sprzęgające system z mikroprocesorem tzn.: płytę czołową jako środek wizualizacji parametrów stanu procesu eksploatacji, układy rejestrowania sygnałów diagnostycznych i parametrów pracy systemu oraz generowania sygnałów sterujących;
- struktury hierarchicznej działania systemu;
- procedur diagnozowania i wnioskowania z wykorzystaniem systemów ekspertowych, sieci neuronowych i logiki rozmytej;
- oceny efektywności stosowania systemu.

Wymiernym efektem stosowania DSSE jest optymalne wykorzystanie osiągnięć eksploatacyjnych maszyn.

6. Literatura

1. Jaufmann A.: Potential eines Traktormangementsystems. Landtechnik; 1997 nr (52)6 s.299-291,
2. Michalski R.: Model systemu ekspertowego eksploatacji agregatu ciągnikowego. II Międzynarodowe seminarium „Efektywność eksploatacji systemów technicznych”, ART. Olsztyn 1995 s.61-68
3. Wang G., Zoerb G. C.: A Farm Tractor Driver's Information system. Computers and Electronics in Agriculture nr 4, 1990.
4. Michalski R. i inni: Mikroprocesorowy system nadzoru stanu technicznego kombajnu zbożowego. Materiały II Konferencji Naukowej „Systemy mikroprocesorowe w rolnictwie”, Politechnika Warszawska. Płock 1997.
5. Michalski R.: Diagnostyka w systemie eksploatacji ciągników i maszyn rolniczych. Materiały Konwersatorium: Problemy Inżynierii Eksploatacji. Z. 5. Wyd. Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych. Warszawa 1999.
6. Michalski R.: Pokładowe systemy nadzoru maszyn ze sztuczna inteligencją. Wyd. ART Olsztyn, 1997.
7. Michalski R.: Rychlik A.: Komputerowy system nadzoru procesu użytkowania kombajnu zbożowego. Materiały II Krajowej Konferencji „Diagnostyka Procesów Przemysłowych”. Łągów k. Zielonej Góry. 1997.

DIAGNOSTYKA WIBROAKUSTYCZNA UKŁADÓW WTRYSKOWYCH SILNIKÓW OKRĘTOWYCH

Jan MONIETA

Wyższa Szkoła Morska w Szczecinie, Zakład Siłowni Okrętowych, ul. Wały Chrobrego
2, 70-500 Szczecin, tel.: (091) 4344 226 w. 415 lub 479, fax: (091) 4338 123

1. Wstęp

Diagnostyka znalazła zastosowanie w następujących fazach istnienia obiektu: wartościowania, konstruowania, wytwarzania i eksploatacji [1, 12].

W wymienionych fazach zastosowanie diagnostyki wynika z występowania rozrzutu technologicznego wytwarzanych elementów silników okrętowych i intensywnego ich zużycie w czasie eksploatacji.

Większość współczesnych jednostek pływających wyposażona jest w siłownię ze spalinowymi silnikami tłokowymi napędu głównego i napędów pomocniczych [9]. Elementem tych silników o największej częstości uszkodzeń jest wtryskiwacz [5, 8, 11]. Jest to jednocześnie element silnika mający wpływ na jego osiągi, zużycie paliwa oraz skład spalin [2, 3, 5, 9].

W referacie przedstawiono sposób oceny stanu technicznego tego słabego elementu silnika okrętowego na etapie wytwarzania i obsługiwanego poza silnikiem.

2. Zjawiska drganiowe podczas wtrysku paliwa

W układzie wtryskowym, składającym się z pompy wtryskowej, przewodu wysokiego ciśnienia oraz wtryskiwacza występują liczne mechaniczne i hydrodynamiczne źródła generacji energii wibroakustycznej (WA).

W procesie wtrysku paliwa można wyróżnić zjawiska dotyczące przepływu paliwa oraz zachowania się elementów wtryskiwacza.

Zjawiska związane z dynamiką elementów mechanicznych układu wtryskowego dotyczą tłoka i zaworu tłoczego pompy wtryskowej oraz iglicy i sprężyny wtryskiwacza. Równania opisujące ruch tych elementów mają ogólną postać:

$$m \frac{du}{d\tau} = \sum F \quad (1)$$

gdzie:

- m – masa danego elementu,
- u – prędkość,
- $\sum F$ – suma sił działających na element układu wtryskowego,
- τ – czas.

Suma sił, działających na element w ogólnym przypadku, obejmuje następujące siły:

$F_1 = Ap$ – siłę wywołaną działaniem ciśnienia (p) na powierzchnię elementu (A),

$F_2 = F_o$ – siłę wstępnego napięcia sprężyny,

$F_3 = k_w \Delta h$ – siłę ugięcia Δh sprężyny o stałej k_w ,

$F_4 = \nu u$ – siłę oporu wiskotycznego, proporcjonalną do prędkości elementu (u) i lepkości kinematycznej (ν),

$F_5 = \Phi \Delta h$ – siły dynamicznego oddziaływania gniazda i zderzaka na element mechaniczny, wynikające ze sprężystości (Φ) i chwilowego odkształcenia (Δh).

W czasie ruchu iglicy rozpylacza występują jej zderzenia z gniazdem w korpusie rozpylacza oraz przy unoszeniu z korpusem wtryskiwacza. Maksymalne odkształcenie $l_{o\max}$ występuje w chwili, gdy

względna prędkość zbliżania się elementów $\frac{dl_o}{dt}$ jest równa zeru [2]

$$l_{o\max} = \left(\frac{5 m_r}{4 k_s} \right)^{\frac{2}{5}} u_z^{\frac{4}{5}} \quad (2)$$

gdzie:

k_s – stała zależna od geometrii stykających się powierzchni i właściwości sprężystych materiału,

m_r – masa zredukowana zderzających się elementów wtryskiwacza,

u_z – prędkość iglicy w chwili zderzenia.

Uderzenia hydrauliczne w przewodzie paliwowym wywołane są gwałtowną zmianą ciśnienia, pompowanego paliwa przy podnoszeniu i opuszczaniu iglicy rozpylacza. Zjawisko to powoduje drgania przewodu paliwowego o częstotliwości [6]:

$$f_{pp} = k_i n i_w \text{ [Hz]} \quad k_i = 1, 2, \dots \quad (3)$$

gdzie:

- k_i – kolejna harmoniczna,
- n – prędkość obrotowa wału rozrządu [1/s],
- i_w – liczba wtryskiwaczy.

W drganiach podczas wtrysku paliwa występują charakterystyczne częstotliwości, których obliczenie jest pomocne przy identyfikacji składowych w widmach ciśnienia w przewodzie wtryskowym i przemieszczeń oraz przyspieszeń iglicy wtryskiwacza.

3. Generacja efektów akustycznych podczas wtrysku paliwa

Podczas wtrysku paliwa można wyróżnić źródła efektów akustycznych, czyli procesów towarzyszących. Ograniczając się do przewodu wysokiego ciśnienia, wtryskiwacza oraz komory, do której odbywa się wtrysk paliwa, można wyróżnić następujące typy źródeł efektów akustycznych:

- źródła powierzchniowe,
- źródła przepływowe,
- źródła wybuchowe.

Padanie fali dźwiękowej na granicy dwóch środków wywołuje zjawiska odbicia, załamania, pochłaniania i przenikania. Bilans intensywności dźwięku padającego I_{pad} , odbitego I_{odb} , pochłoniętego I_{poch} oraz przenikającego I_{przen} ma postać:

$$I_{pad} = I_{odb} + I_{poch} + I_{przen} \quad (4)$$

W przykładowych równaniach opisujących procesy zachodzące podczas wtrysku paliwa, występują związki pomiędzy parametrami tych zjawisk a cechami stanu technicznego wtryskiwaczy. Pozwala to na wstępny wybór sygnałów diagnostycznych.

4. Proponowane stanowisko badawcze

Zbudowano modelowe stanowisko badawcze, złożone z elementów okrętowego silnika typu AL20/24. Ostateczną, uproszczoną postać stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 2. Analiza sygnałów dokonywana była za pomocą komputera i programu analizy sygnałów SAS. Stosowano obróbkę wstępną sygnałów przez selekcję czasową, filtrowanie, uśrednianie synchroniczne itp. [1]. Analizę prowadzono w dziedzinie czasu, amplitudy i częstotliwości. Racjonalnie wybierano pasma częstotliwości analizy sygnałów, które bardzo istotnie wpływały na wartości parametrów diagnostycznych.

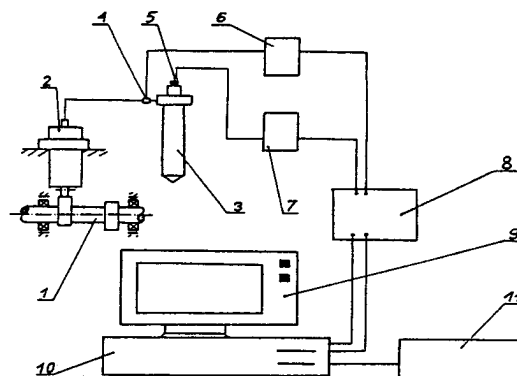
W dziedzinie częstotliwości wybrano w badaniach wtryskiwaczy analizę ilościową amplitud składowych widm, przy zmianach wielkości wejściowych. Dla sygnałów ciśnienia akustycznego dokonano dekompozycji widm na oktawy, a dla przyspieszeń drgań na tercje (rys. 3), w których wyznaczano moc harmoniki N_H według zależności:

$$\tilde{H}_{ai} = \sqrt{N_H} = \left[\sum_{i=1}^n \frac{H_i^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

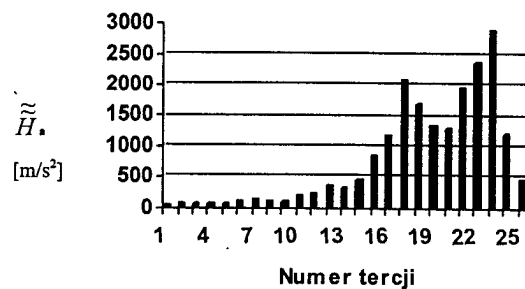
gdzie:

\tilde{H}_{ai} – cząstkowa wartość skuteczna w i -tym paśmie tercjowym przyspieszeń iglicy,

H_i – amplituda składowej widma amplitudowego.



Rys. 2. Schemat diagnostycznego stanowiska badawczego układu wtryskowego silnika typu AL20/24: 1 – wał rozrządu, 2 – pompa wtryskowa, 3 – wtryskiwacz, 4 – czujnik ciśnienia w przewodzie wtryskowym, 5 – czujnik drgań iglicy, 6 – wzmacniacz ciśnienia, 7 – wzmacniacz drgań, 8 – przetwornik analogowo-cyfrowy, 9 – monitor, 10 – komputer, 11 – drukarka

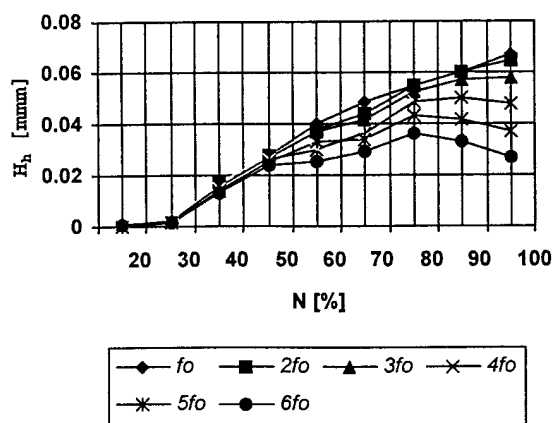


Rys. 3. Przykładowe uśrednione wartości skuteczne amplitud widm przyspieszeń iglicy \tilde{H}_a w pasmach tercjowych: rozpylacz 7 x 0,26R, ciśnienie otwarcia wtryskiwacza 25 MPa, $n = 375$ obr/min, nastawa paliwowa 58%

5. Przebieg badań

Badania prowadzono w dwóch etapach. Badania wstępne miały na celu zawężenie i racjonalizację badań zasadniczych oraz określenie wpływu wielkości wejściowych na wartości parametrów diagnostycznych. Polegały one na badaniu jednego układu wtryskowego i określaniu wpływu wielkości wejściowych, stanowiących zasilanie i sterowanie oraz warunki badań, na wartości parametrów diagnostycznych. Sprawdzano wpływ miejsca odbioru sygnału, ciśnienia zasilania pompy wtryskowej, prędkości obrotowej wału rozrządu n i temperatury paliwa, w połączeniu z wpływem nastawy paliwowej N . Badano istotność wpływu nastawy paliwowej N na wartości parametrów diagnostycznych oraz ustalono przydatności wybranych sygnałów diagnostycznych i ich miar, na podstawie zgodności ich trendu z trendami dawek wtryskiwanego paliwa (rys. 4). Z rysunku wynika, iż są na nim linie parametrów diagnostycznych współzależne z dawką wtryskiwanego paliwa, co upoważniło do twierdzenia, że będą one również skorelowane z cechami stanu technicznego. Dla oceny wyników pomiarów stosowano współczynnik korelacji współczynnik wrażliwości oraz testowano hipotezę o braku korelacji między wartościami parametrów diagnostycznych a dawką wtryskiwanego paliwa [5, 6, 10].

Analiza warunków diagnozowania wtryskiwaczy upoważniła do wyboru do dalszego stosowania w badaniach zasadniczych sygnałów ciśnienia w przewodzie wtryskowym oraz przemieszczeń i przyspieszeń iglicy rozpylacza.



Rys. 4. Wpływ nastawy paliwowej N na wartości amplitud widm przemieszczeń iglicy H_h przy częstotliwości wtrysku $n = 375$ obr/min; f_0 – częstotliwość obrotowa

Sygnały ciśnienia akustycznego okazały się najmniej współzależne z dawką wtryskiwanego paliwa, zwłaszcza przy wyższych prędkościach obrotowych wału rozrządu, zbliżonych do znamio-

nowych [4]. Należy to tłumaczyć powstawaniem przepływu burzliwego i chaosu, przy wyższych prędkościach obrotowych.

W badaniach zasadniczych analizowano wpływ zmiennych niezależnych cech stanu technicznego na wartości parametrów diagnostycznych, dla ustalonych warunków badań.

6. Wybrane wyniki badań

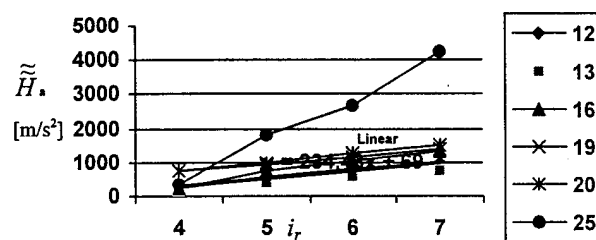
Opracowano model diagnostyczny: symptom diagnostyczny y – cecha stanu x wykorzystując liniową funkcję regresji w postaci:

$$y = ax + b \quad (6)$$

gdzie:

a i b są estymatorami parametrów równania regresji wyznaczonymi z próby.

Przykładowe wyniki badań wpływu liczby otworków rozpylających na wartości miar widmowych przyspieszeń iglicy przedstawia rys. 5.



Rys. 5. Wpływ liczby otworków rozpylających i_r na wartości skuteczne amplitud w pasmach tercjowych widm przyspieszeń iglicy rozpylacza \tilde{H}_a dla wybranych składowych nr 12, 13, 16, 19, 20

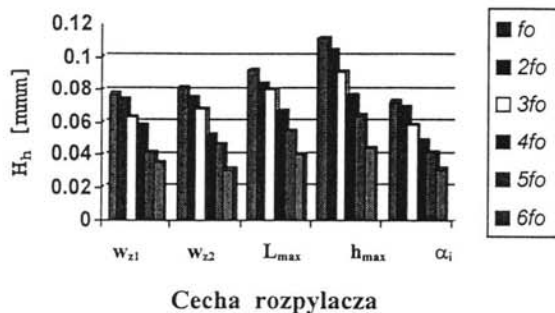
Z rysunku wynika, iż niektóre wartości skuteczne amplitud przyspieszeń iglicy tworzą liniowy trend z liczbą otworków czynnych rozpylacza.

W badaniach zasadniczych wykonywano porównania przebiegów czasowych bieżących z wzorcowymi, wraz z wyznaczeniem współczynnika korelacji między nimi [5, 6]. Badano również wpływ pojedynczych cech stanu technicznego rozpylaczy na wartości parametrów diagnostycznych. Pojedyncze cechy stanu technicznego rozpylaczy w stanach niezdatności, stosownie do zużyć i uszkodzeń występujących w eksploatacji, stanowiły:

- zwiększony luz pomiędzy częścią prowadzącą korpusu a iglicą rozpylacza L_{max} ,
- zwiększony maksymalny skok iglicy h_{max} ,
- zmniejszony kąt stożka wierzchołkowego

iglicy α_i .

Wyniki badań wtryskiwaczy z wymienionymi powyżej rozpylaczami, odniesiono do wtryskiwacza z rozpylaczem wzorcowym (w_{z1}) i nowym (w_{z2}) oraz zilustrowano na rys. 6.



Rys. 6. Wpływ cech rozpylaczy na wartości amplitud składowych widm sygnału przemieszczeń H_h : rozpylacz 7 x 0,26 R, ciśnienie otwarcia wtryskiwacza 25 MPa, nastawa paliwowa $N = 100\%$

Generalnie widoczny jest istotny wpływ zwiększonego maksymalnego skoku i zwiększonego luzu iglicy na wartości parametrów diagnostycznych przemieszczeń iglicy.

7. Wnioski

W zakresie opracowanej metody można sformułować następujące wnioski:

- Zastosowanie amplitud składowych widm sygnału drganiowego jest nową metodą diagnozowania wtryskiwaczy silników wysoko-prężnych.
- Wykazano małą przydatność badanych parametrów diagnostycznych ciśnienia w przewodzie wtryskowym, powszechnie stosowanego do diagnozowania wtryskiwaczy, oraz ciśnienia akustycznego w porównaniu z symptomami drganiowymi.
- Badania diagnostyczne wtryskiwaczy silników w warunkach laboratoryjnych, umożliwiły budowę procedury diagnozowania w warunkach kontroli jakości i weryfikacji.
- Zaproponowana metoda może być stosowana do oceny wtryskiwaczy innych silników oraz w fazie eksploatacji silnika.
- Wybrano jeden punkt pomiarowy i jeden czujnik drgań do prowadzenia kompleksowej oceny stanu technicznego, co skróci czas kontroli wtryskiwaczy.

- Wyselekcjonowano symptomy drganiowe o bardzo silnym skorelowaniu z cechami stanu (współczynnik korelacji $\geq 0,95$) oraz o dużej wrażliwości na zmiany stanu technicznego.
- Metoda ta jest dokładna. Błąd względny całego toru pomiarowego wybranych symptomów diagnostycznych nie przekracza $\pm 3,5\%$.
- Istnieje możliwość wdrożenia tej metody przez producenta i eksploatorów wtryskiwaczy.

Literatura

1. Cempel C.: „Diagnostyka wibroakustyczna maszyn”. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1985.
2. Hebda M., Niziński S., Pelc H.: „Podstawy diagnostyki pojazdów mechanicznych”. WKiŁ, Warszawa 1984
3. „Injection developments target reduced emission”. *Motor Ship* 1992, no 859.
4. Monieta J.: Zastosowanie sygnałów ciśnienia akustycznego do diagnostyki procesu wtrysku paliwa. II krajowa konferencja „Diagnostyka techniczna urządzeń i systemów”, Szczyrk 1995, tom 3, s. 191–198.
5. Monieta J.: „Diagnostyka kontrolna wtryskiwaczy silników okrętowych z wykorzystaniem sygnału drganiowego iglicy rozpylacza. *KO-NES'99*, Zakopane 1999, s. 154–159.
6. Monieta J.: „Metoda diagnozowania wtryskiwaczy silników wysokoprężnych z wykorzystaniem analizy widmowej sygnałów ciśnienia w przewodzie wtryskowym”, *Problemy Eksploatacji* 1997 nr 4.
7. Morel J.: „Vibrations des machines et diagnostic de leur état mécanique”. Direction des Etudes et Recherches D'électricité de France, Paris 1992.
8. Piaseczny L.: „Technologia napraw okrętowych silników spalinowych”. WM, Gdańsk 1992.
9. Piotrowski I., Witkowski W.: „Okrętowe silniki spalinowe”. Wyd. Trademar, Gdynia 1996.
10. Tomaszewski F.: Zagadnienia wyznaczania stanu technicznego złożonego obiektu mechanicznego za pomocą sygnału wibroakustycznego. Rozprawy. Politechnika Poznańska, Poznań 1998 nr 337.
11. Zbierski K.: „Beurteilung des Einspritzbeginns bei Dieselmotoren”. *Motor-technische Zeitschrift*. 1986 nr 4.
11. Żółtowski B.: „Podstawy diagnostyki maszyn”. Wyd. Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy, Bydgoszcz 1996.

PROCESOR ENERGII W ENERGETYCE

Zenon ORŁOWSKI, Tomasz GAŁKA

Instytut Energetyki, 02-981 Warszawa, ul. Augustówka 5
tel. (22) 642 7666 w.230, fax (22) 642 8378, e-mail T.Galka@ien.com.pl

1. Wstęp

Podstawą ilościowego wnioskowania diagnostycznego jest porównanie aktualnego poziomu drgań z wartościami kryterialnymi, zwłaszcza wartością graniczną: stwierdzenie jej przekroczenia pozwala na podejmowanie decyzji dotyczących dalszej eksploatacji. Aby decyzje te były uzasadnione, konieczna jest oczywiście wiarygodna metoda określania granicznych poziomów drgań.

Teoretyczną podstawą dla procedur określania granicznych wartości symptomów diagnostycznych może być model procesora energii, opracowany przez C.Cempla i opisany w szeregu publikacji (patrz np. [1,2]). Przypomnijmy, że w myśl tego modelu stan techniczny obiektu, rozumiany jako zaawansowanie procesów wyczerpania żywotności, ocenia się na podstawie mocy procesów resztkowych. Przy pewnych założeniach co do liniowości i stacjonarności wyraża się ona prostą zależnością

$$\left(\frac{V}{V_0}\right) = \left(1 - \frac{\theta}{\theta_b}\right)^{-1}, \quad (1)$$

gdzie V oznacza moc procesów resztkowych, θ - czas, θ_b - czas awarii (rozumianej tu jako nieodwracalna 'śmierć' obiektu) oraz $V_0 = V(\theta = 0)$. Ponieważ moc procesów resztkowych jest na ogół niemierzalna, o stanie obiektu wnioskujemy pośrednio, na podstawie mierzalnych symptomów. Wartość symptomu jest związana z mocą procesów resztkowych przez operator symptomowy Φ :

$$S(\theta) = \Phi[V(\theta)], \quad 0 \leq \theta \leq \theta_b, \quad (2)$$

Podstawowy model procesora energii można rozbudować tak, aby uwzględniał zależność mocy procesów resztkowych (a więc i wartości symptomów diagnostycznych) nie tylko od stopnia zaawansowania procesów ubytku żywotności, ale również od innych czynników.

Urządzenia energetyczne, w tym turbozespoły, stanowią jeden z najbardziej spektakularnych przykładów obiektów przetwarzających energię. Adaptacja modelu procesora energii dla takich obiektów została opisana w [3]. Uwzględniono w niej zależność mocy procesów resztkowych od obciążenia czynnego i wektora logistycznego oraz wpływ remontów, w trakcie których następuje częściowe odwrócenie początkowego stanu obiektu (odpowiadającego $\theta = 0$). Równanie (1), przedstawiające

zależność mocy procesów resztkowych od czasu, zostaje zastąpione przez

$$V_i(\theta, \Theta) = V_{00} X_i \left(1 - X_i \frac{\theta}{\theta_{b0}}\right)^{-1} \quad (3)$$

gdzie

$$X_i = f(L^i)g(P_{ui})h(\Theta_{0i}) \quad (4)$$

$f(L^i)$ jest skalarną miarą wektora logistycznego [1], $g(P_{ui})$ opisuje zależność od mocy czynnej (obciążenia), zaś $h(\Theta_{0i})$ reprezentuje wpływ procesów degradacji nieodwracalnej (tzn. takiej, której skutki nie mogą zostać usunięte podczas remontu). Indeksy i odnoszą się do i -tego cyklu między kolejnymi remontami (rozumianemu tu jako i -ty cykl życia obiektu). Konsekwencją podziału procesów degradacyjnych na odwracalne i nieodwracalne [3] jest 'podwójna' zależność od czasu: θ oznacza tu czas liczony w każdym cyklu od zera, natomiast czas Θ jest liczony od chwili rozpoczęcia eksploatacji (przy czym Θ_{0i} odpowiada początkowi i -tego cyklu i jest sumą czasów wszystkich poprzednich cykli).

Należy pamiętać, że zależność (3) została sformułowana przy założeniach dość rygorystycznych, choć uzasadnionych dla warunków eksploatacji bloków podstawowych w energetyce zawodowej. Mimo tych założeń i wynikających z nich uproszczeń dochodzi zatem do znacznej komplikacji opisu matematycznego.

W obiektach realizujących największy ilościowo proces technologiczny opanowane przez człowieka (a procesem tym jest właśnie produkcja energii elektrycznej) intuicyjnie można spodziewać się istotnego wpływu intensywności przetwarzania energii, której miarą jest obciążenie (moc czynna) turbozespołu. Źródła literaturowe pozwalają w zasadzie jedynie na wyciągnięcie jakościowego wniosku, że wpływ taki rzeczywiście powinien być wzięty pod uwagę.

Podstawowa trudność wynika z faktu, że zależność między obciążeniem (mocą) turbiny a wartościami symptomów diagnostycznych nie ma charakteru bezpośredniego. Należałoby raczej powiedzieć, że zarówno moc turbiny, jak i wartości tych symptomów są funkcją tego samego wektora wielkości wejściowych. Sprawia to, że najbardziej celowe wydaje się empiryczne oszacowanie występującej w powyższych wzorach zależności $g(P_{ui})$.

2. Baza danych

Wyniki wykorzystane w niniejszej pracy uzyskano z badań turbozespołów 200 MW, podstawowego typu w krajowej energetyce zawodowej. Wybrano spośród nich te, które można uznać za jednokowe konstrukcyjnie. Ogółem analizą objęto 11 turbozespołów. Moc czynna podczas pomiarów zawierała się w zakresie 140 ÷ 205 MW.

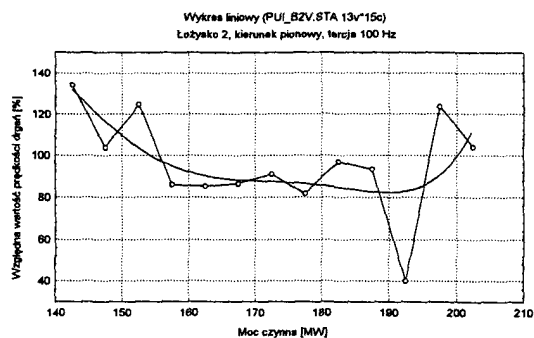
Symptomami rozpatrywanymi w poniższych rozważaniach są poziomy prędkości drgań bezwzględnych, rejestrowanych na łożyskach i kadłubie części niskoprężnej. Dla każdego turbozespołu pomiar wykonywano w dziewięciu punktach (siedem łożysk i dwa punkty na kadłubie), w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach. Stosowano analizę trójową i zakres częstotliwości 10 kHz. Na podstawie modelu wibrodiagnostycznego turbiny 200 MW [4] wytypowano te pasma widm trójowych, w których poziomy prędkości drgań przyjęto jako symptomy diagnostyczne. Obejmowały one zarówno zakres częstotliwości harmoniczných (cztery pierwsze harmoniczne i składowa 0.5f₀), jak i łopatkowych [5]. Łącznie analizowano 135 symptomów z zakresu częstotliwości harmoniczných i 105 symptomów z zakresu częstotliwości łopatkowych.

3. Analiza danych

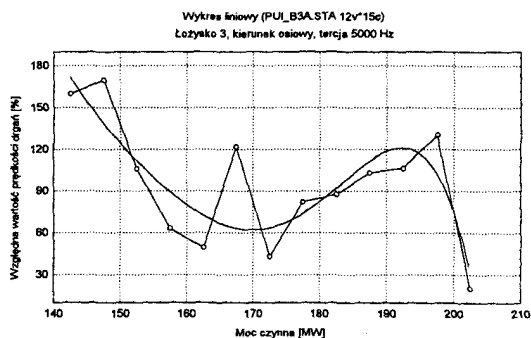
Wszystkie pomiary, których wyniki wykorzystano w prezentowanej tu analizie, wykonano w stanie ustalonym, z reguły podczas pracy turbozespołu w systemie automatycznej regulacji częstotliwości i mocy (ARCM). W praktyce oznacza to możliwość wahań mocy czynnej w trakcie cyklu pomiarowego rzędu pojedynczych megawatów. Z tego względu cały zakres mocy podzielono na przedziały co 5 MW i uśredniano wyniki w każdym z nich, odnosząc następnie uzyskaną średnią do wartości mocy odpowiadającej środkowi danego przedziału. Dla ułatwienia porównań ilościowych na wykresach przedstawiano nie bezwzględną wartość symptomu, lecz jej stosunek do średniej ze wszystkich wyników, wyrażony w procentach. Przykłady przedstawiono na rys.1 i 2, odpowiednio dla zakresu częstotliwości harmoniczných i łopatkowych. Krzywe na wykresach przedstawiają aproksymację wielomianową (wykorzystano w tym celu program Statistica™).

Ze względu na różnice mechanizmów generacji drgań w zakresie harmonicznym i łopatkowym [4] można spodziewać się, że zależności od mocy także będą się różnić. Doświadczenia z badań turbozespołów 200 MW skłaniają do jakościowego wniosku, że zależność ta jest silniejsza dla zakresu częstotliwości łopatkowych. Analiza wyników eksperymentalnych potwierdza ten wniosek, co można zauważyć, porównując maksima i minima poziomów prędkości drgań. Dla 135 symptomów z zakresu

częstotliwości harmoniczných średnia wartość minimum wyniosła 57.66% średniej ze wszystkich zarejestrowanych wartości danego symptomu, zaś maksimum – 155.28%; dla 105 symptomów z zakresu częstotliwości łopatkowych otrzymano odpowiednio 40.44% i 170.42% - różnica jest widoczna.



Rys.1. Przykład zależności względnej wartości symptomu od mocy dla zakresu harmonicznego



Rys.2. Przykład zależności względnej wartości symptomu od mocy dla zakresu łopatkowego

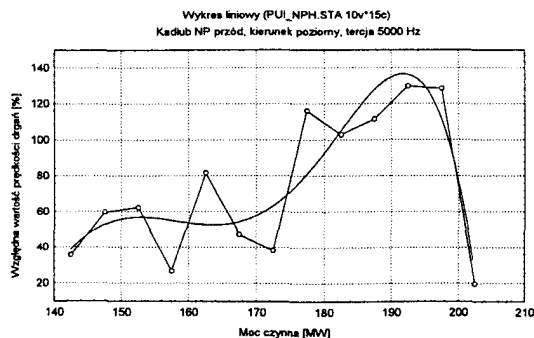
Dla zakresu harmonicznego zależność od mocy wydaje się wykazywać pewną regularność. Przykład z rys.1 można tu uznać za reprezentatywny. Dla niskich mocy (mniej więcej poniżej 160 MW) wahania są dość duże, następnie przebieg jest stosunkowo płaski i dopiero na końcu zakresu ponownie występują znaczniejsze wahania. W związku z tym ekstrema zależności prędkości drgań od mocy w większości przypadków znajdują się w pobliżu dolnej lub górnej granicy rozpatrywanego zakresu mocy. Wskazują na to dane z tabeli 1, gdzie przedstawiono liczbę maksimów i minimów przypadających na kolejne przedziały tego zakresu.

Podobna ocena przebiegów rozpatrywanej zależności dla symptomów z zakresu łopatkowego prowadzi, co interesujące, do zbliżonych wniosków ogólnych. Przebiegi te są w stosunku do zakresu harmonicznego mniej regularne, a wahania większe, lecz rozkład liczby ekstremów w poszczególnych przedziałach mocy jest, jak widać w tabeli 1, po-

dobny. Warto tu zauważyć, że wiąże się to z charakterystycznym obniżeniem poziomów drgań łopatkowych części niskoprężnej w górnej części rozpatrywanego zakresu mocy, widocznym zwłaszcza dla punktów zlokalizowanych od strony części średnio-prężnej (łożysko 4 i przód kadłuba); przykład przedstawiono na rys.3. Powtarzalność tego zjawiska jest interesująca i wymagało ono głębszego przeanalizowania, w szczególności wpływu próżni (zamknięte i otwarte układy chłodzenia). Pozostałe wyniki dla zakresu częstotliwości łopatkowych nie wykazują już tak wyraźnych cech charakterystycznych.

Tabela 1: Liczba ekstremów zależności prędkości drgań od mocy czynnej w poszczególnych przedziałach

Zakres mocy czynnej	Zakres częstotliwości			
	harmoniczny		łopatkowy	
	minima	maksima	minima	maksima
141 – 145	21	10	12	2
146 – 150	23	7	13	12
151 – 155	7	12	2	7
156 – 160	28	7	18	8
161 – 165	17	25	16	18
166 – 170	2	0	1	6
171 – 175	4	8	5	5
176 – 180	0	12	0	1
181 – 185	0	3	0	7
186 – 190	3	13	0	5
191 – 195	7	3	2	13
196 – 200	0	9	0	8
201 - 205	25	26	34	13



Rys.3. Przykład obniżenia poziomu drgań składowej łopatkowej części niskoprężnej dla najwyższych mocy czynnych

Obserwowane w szeregu przypadków zawyżenie poziomów drgań łopatkowych w dolnej części rozpatrywanego zakresu mocy pozostaje zapewne w

związku z niesymetrycznym dopływem pary w przypadku stosowania regulacji grupowej. Turbiny 200 MW są wyposażone w cztery grupy przyrządów rozprężnych, z których ostatnia powinna zasadniczo pracować powyżej mocy ekonomicznej [6]. Przy niższych obciążeniach zasilanie stopnia regulacyjnego parą jest zatem silnie niesymetryczne, co powoduje nierównomierności przepływu i przyczynia się do zauważalnego wzrostu poziomów drgań łopatkowych.

W praktyce czwarty zawór regulacyjny, sterujący dopływem pary do ostatniej grupy przyrządów rozprężnych, otwiera się często już przy mocy nominalnej, a nawet nieco poniżej. Wynika to z problemów z utrzymaniem nominalnych parametrów pary, a niekiedy również próżni w skraplaczu. Turbina pracuje wówczas z maksymalnym przełykiem, lecz równocześnie przepływ pary jest bardziej równomierny niż przy niższych obciążeniach. W efekcie składowe harmoniczne wykazują w szeregu przypadków niewielki wzrost, natomiast składowe łopatkowe – spadek.

Ważnym wnioskiem z tabeli 1 jest to, że dla zminimalizowania wpływu mocy czynnej na poziom symptomów drganiowych (np. w procedurach obliczania wartości granicznych) w turbozespołach tego typu wskazane jest w ramach selekcji danych wejściowych odrzucić wyniki uzyskane przy mocy poniżej 165 MW i powyżej 200 MW. Warto zwrócić uwagę, że w przypadku bloków energetycznych pracujących jako podstawowe – jak to ma miejsce dla bloków 200 MW - nie prowadzi to do znacznego zmniejszenia rozmiarów bazy danych: w rozpatrywanym tu przypadku byłoby to jedynie 13% wszystkich wyników. Zabieg ten powinien przynieść poprawę wiarygodności wnioskowania i dokładności szacowania wartości granicznej w przypadku, kiedy brak jest danych dla przeprowadzenia normalizacji zmierzonych wartości symptomu względem mocy czynnej

W analizie trendów drgań turbozespołów 200 MW stwierdzano niejednokrotnie duże wahania składowych łopatkowych rejestrowanych na łożysku 1, w mniejszym stopniu także na łożysku 2. Sugerowałoby to, że zależność od mocy czynnej powinna być dla tych właśnie składowych szczególnie silna. W opisywanej tu analizie przypuszczenie to nie potwierdziło się. Dla łożyska 1 średnia wartość minimum z zakresu łopatkowego wyniosła 35,25% średniej z całego zakresu mocy, maksimum – 172,78%. Są to zatem wartości jedynie minimalnie przekraczające te, jakie stwierdzono dla wszystkich składowych łopatkowych w ogóle (patrz wyżej). Dla łożyska 2 są one nawet niższe: odpowiednio 43,53% i 168,28%. Potwierdza to wysuwane już poprzednio przypuszczenie, że wspomniane wyżej wahania nie są związane jedynie ze zmianami stanu technicznego układu przepływowego, a źródłem drgań w tym

zakresie częstotliwości są w znacznej części inne zjawiska, najprawdopodobniej związane z pracą mechanizmów znajdujących się w przednim stojaku turbiny.

4. Podsumowanie

Określenie wiarygodnych zależności poziomu symptomów drganiowych od mocy czynnej (jednoznacznie powiązanych z występującą we wzorze (4) funkcją $g(P_{in})$) pozwoliłoby na korekcję wartości tych symptomów rejestrowanych przy różnych obciążeniach, zanim zostaną one wykorzystane w charakterze wielkości wejściowych do procedur obliczania wartości granicznych. Przedstawiona powyżej, wstępna analiza upoważnia przede wszystkim do stwierdzenia, że zależność prędkości drgań bezwzględnych w poszczególnych pasmach tarczowych od mocy nie może być uznana za pomijalną, szczególnie w skrajnych przedziałach rozpatrywanego zakresu.

Zastosowana tu procedura uśredniania w poszczególnych przedziałach wartości mocy czynnej pozwala na minimalizację wpływu innych czynników na rejestrowaną wartość symptomu. Jest to szczególnie istotne wobec praktycznej niemożności realizacji czynnych eksperymentów diagnostycznych w warunkach energetyki zawodowej. Warto tu podkreślić, że wyniki pomiaru wykonanego w trakcie rozruchu turbozespołu nie mogą być uznane za miarodajne, gdyż moc nominalna jest z reguły osiągana na długo przed ustabilizowaniem się temperatur i wydłużeń cieplnych (proces ten trwa kilkadziesiąt godzin, niekiedy nawet dłużej). Nie są to zatem warunki odpowiadające stanowi ustalonemu.

Uzyskane przy pomocy opisanej wyżej procedury charakterystyki można uznać za punkt wyjścia do opracowania danych ilościowych dla korekcji wyników zarejestrowanych przy różnych obciążeniach turbozespołu. Poprawy dokładności można niewątpliwie poszukiwać przez rozszerzenie dostępnej bazy danych. Dotyczy to zwłaszcza dolnych przedziałów rozpatrywanego tu zakresu częstotliwości; nie można wykluczać, że większa liczba wyników z tego zakresu dałaby w efekcie nieco mniejsze wahania zależności prędkości drgań od mocy.

Określenie zależności wartości symptomów drganiowych od mocy czynnej nie oznacza jeszcze, że zależność (3) może już być wykorzystywana do obliczeń wartości granicznych. Analiza wpływu wektora logistycznego (nawet jeśli zastosujemy uproszczenie w postaci zastąpienia go jego miarą skalarną) i degradacji nieodwracalnej jest problemem równie istotnym i wymagającym analizy dużej liczby danych, obejmujących długie okresy czasu. Dotyczy to zwłaszcza identyfikacji zależności od zaawansowania degradacji nieodwracalnej, gdyż procesy wpływające na tę zależność są bardzo powolne. Prace w tym zakresie są obecnie prowadzone, również w oparciu o dane uzyskane dla turbin 200 MW, w tym także poddawanych modernizacjom o różnych zakresach.

Praca została wykonana w ramach projektu badawczego nr 7 T07B 041 16, finansowanego przez Komitet Badań Naukowych.

Literatura

1. C.Cempel: *Theory of energy transforming systems and their application in diagnostics of operating systems*. Applied Mathematics and Computer Science, 1993, vol.3, No.3, pp.533 - 48
2. H.G.Natke, C.Cempel: *Model-Aided Diagnosis of Mechanical Systems*. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1997
3. T.Gałka: *Zastosowanie modelu procesora energii do określania granicznych poziomów drgań turbozespołów parowych*. Energetyka, Nr 1/2000 (547), str. 21-29
4. Z.Orłowski: *Wibrodiagnostyka turbin parowych*. Prace Instytut Energetyki, zeszyt 18. Warszawa, 1989
5. Z.Orłowski, T.Gałka: *Diagnozowanie układów przepływowych maszyn wirujących w częstotliwościach łopatkowych*. Materiały VIII Krajowej Konferencji "Diagnostyka Pojazdów i Maszyn Roboczych", Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 1993, s.179-188
6. T.Nikiel: *Turbiny parowe*. Wyd. III. WNT, Warszawa,

MODELOWANIE DYNAMIKI MASZYN Z ZASTOSOWANIEM METODY ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH

Jerzy OSIŃSKI

Politechnika Warszawska, Instytut Podstaw Budowy Maszyn, ul. Narbutta 84,
02-524 Warszawa, tel. 660-82-55, fax. 660-86-22
e-mail: josinski@ipbm.simr.pw.edu.pl

Wstęp

Metoda Elementów Skończonych posiada wiele zalet, dzięki którym jest powszechnie stosowana w problemach dynamiki maszyn. Przede wszystkim umożliwia obliczanie dużych układów. W wielu przypadkach dużych obiektów, takich jak: nadwozia samochodów, kadłuby lotnicze i okrętowe jest jedyną metodą umożliwiającą tego rodzaju analizy. Ważną zaletą MES jest fakt, że warunki brzegowe są opisane równaniami algebraicznymi, a nie różniczkowymi, co znacznie upraszcza opis. Ważna jest także możliwość wprowadzenia w jednym systemie różnych obciążeń, np. mechanicznych i cieplnych oraz uwzględnienie różnych właściwości materiałów: lepkosprężystych, plastycznych, analiza struktur kompozytowych.

Początkiem analizy dynamiki jest rozwiązanie zagadnienia własnego – wyznaczenie częstości i postaci drgań. Drugim podstawowym zadaniem jest numeryczne rozwiązywanie równań ruchu. W przypadku układu liniowego opisanego równaniem:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = Q(t) \quad (1)$$

możliwe jest rozwiązanie bardzo dużych układów. Korzystając z profesjonalnych systemów MES można więc rozwiązać w zasadzie każde zadanie tego rodzaju. Trudności występują w przypadku konieczności uwzględnienia nieliniowych i zmiennych w czasie zależności.

Problemem jest także opis właściwości dysypacyjnych w układach o większym poziomie tłumienia, np. w strukturach warstwowych, kompozytowych, elementach maszyn z tworzyw sztucznych. Metody do tego rodzaju zastosowań są rozwijane w wielu ośrodkach naukowo-badawczych, między innymi w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej, w zespole pod kierownictwem autora niniejszego referatu. W dalszej części pracy zostanie przedstawione skrócone omówienie wyników tych prac.

1. Zagadnienia własne

W przypadku układu liniowego bez tłumienia:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (2)$$

potrzebne jest rozwiązanie zagadnienia własnego z macierzą symetryczną. Stosowane algorytmy [1], [2], [3] umożliwiają rozwiązanie dużych zadań – wyznaczana jest pewna liczba najniższych częstości własnych. Z największą dokładnością jest wyznaczana najniższa częstość własna, kolejno wyższe – z mniejszą. W przypadku układu z tłumieniem konieczne jest rozwiązanie zagadnienia własnego z macierzą niesymetryczną (wynikami są zespolone wartości własne i postaci drgań). Opracowane dotychczas algorytmy rozwiązywania tego rodzaju zadań są mało efektywne i nie są stosowane w systemach MES. Chętnie są natomiast stosowane szczególne rodzaje tłumienia umożliwiające rozpręganie równań (zapis we współrzędnych normalnych), w szczególności tłumienie proporcjonalne:

$$C = \mu M + \xi K \quad (3)$$

gdzie: μ i ξ są współczynnikami proporcjonalności. Drugą możliwością jest tłumienie modalne [2] – przyjęcie założenia, że postaci drgań są niezależne od tłumienia i przyjęcie współczynników tłumienia oddzielnie dla każdej postaci drgań. Podejście takie jest wystarczające w przypadku układów o małym poziomie tłumienia. W przypadku bezpośredniego numerycznego rozwiązywania równań ruchu macierz tłumienia może być dowolna, czas obliczeń będzie jednak znacznie dłuższy.

2. Układy nieliniowe

Systemy MES posiadają możliwość wprowadzenia różnego rodzaju nieliniowości [4]: fizycznych wynikających z właściwości materiału (plastyczność, pełzanie) i geometrycznych (duże odkształcenia, wyboczenia). W wielu przypadkach, np. w zagadnieniach kontaktowych, występuje jednocześnie nieliniowość fizyczna i geometryczna. Do tworzenia opisu nieliniowego można również wykorzystać

możliwość wprowadzenia opisu funkcji określającej zależność właściwości materiałowych od np. przemieszczenia lub naprężenia. Przykładowo analiza ściskania cieczy w pomiarowym mieszku hydraulicznym (opisana w rozprawie doktorskiej [5]) wymagała zapisania modułu Younga jako funkcji naprężenia (ciśnienia w mieszku). Ze znanych autorowi systemów MES możliwość taka istnieje w systemie ANSYS, który zastosowano do tej analizy [5]. Zależność pomiędzy modułem Younga a ciśnieniem aproksymowano wielomianem korzystając z wyników badań wykonanych w Instytucie Technologii Eksploatacji w Radomiu. Możliwości wprowadzenia opisu funkcyjnego, w którą są wyposażone systemy MES są ograniczone i nie wszystkie praktycznie ważne układy mogą być opisane (np. charakterystyka układów z luzem). Układy nieliniowe wymagają zastosowania numerycznego rozwiązywania równań ruchu, co znacznie przedłuża czas obliczeń i zwiększa ich koszty. Z tego względu opracowano dla potrzeb MES sposób szybkiego rozwiązywania równań ruchu – metodę Neumarka-Wilsona, opisaną między innymi w monografii [2]. Jest to metoda drugiego rzędu (aproksymująca rozwiązanie krzywą drugiego rzędu) i nie zawsze jest dostatecznie dokładna. Wprowadzane są dodatkowe współczynniki zwiększające zbieżność metody.

3. Modelowanie układów dyskretno - ciągłych

Z powodu ograniczeń omówionych w poprzednim rozdziale rozwijano sposoby umożliwiające prostszą analizę złożonych układów. Do zastosowań w budowie maszyn wygodna jest metoda modelowania układów dyskretno - ciągłych. Zakłada się, że układ jest złożony z szeregu części ciągłych i dyskretnych. Części ciągłe są modelowane z zastosowaniem MES, a następnie jest rozwiązywane zagadnienie własne każdej z tych części. Wykorzystywane jest przekształcenie do współrzędnych quasi-normalnych, złożonych ze współrzędnych fizycznych części dyskretnych i normalnych części ciągłych. Otrzymany układ równań można znacznie uprościć pomijając część równań odpowiadających wyższym częstościom. Sposób ten jest użyteczny, jeśli części ciągłe są liniowe, a nieliniowości występują wyłącznie w częściach dyskretnych, ułatwia to opis właściwości np. podpór łożyskowych, luzów międzyzębnych, itp. Ważnym zastosowaniem tej metody była analiza dynamiki przekładni zębatych. W modelu dyskretno-ciągłym przedstawionym w rozprawie doktorskiej [6] wały maszynowe traktowane są jako ciągłe, a jako dyskretnie – ząbienie i podpory w łożyskach. Przyjęto bardzo rozbudowany nieliniowy i zmienny w czasie opis właściwości uzębienia, uwzględniając: odchyłki wykonawcze, luzy międzyzębne, ugięcia zębów pod obciążeniem i nieprawidłowe wejście w przypór. Wykorzystano w

tej pracy model dynamiczny ząbienia opracowany przez L. Müllera [7]. Zbadano wpływ różnych parametrów, takich jak: sztywność giętna i skrętna wałów, sztywność łożysk na przeciążenia dynamiczne w przekładni. Opisano także zależności w przypadku jednoczesnego występowania drgań parametrycznych i wymuszonych [8]. Wyznaczono podstawowe częstości generowane podczas pracy przekładni. Stwierdzono, że w przekładni z małymi kołami zębatymi (np. w przypadku zębniaka nacinnego na wałku) masa wału jest znacznie większa od masy koła i wówczas do oceny przeciążeń dynamicznych konieczne jest zastosowanie modelu dyskretno - ciągłego z rozłożoną masą wału. Zbadano także reduktor wielostopniowy, w którym decydujące znaczenie ma sprzężenie pomiędzy stopniami przekładni. W obu wymienionych powyżej przypadkach wyniki oceny przeciążeń dynamicznych znacznie odbiegają od uzyskanych z analizy modelu przekładni izolowanej (przyjmowanego w obowiązujących ustaleniach normalizacyjnych dotyczących obliczania przekładni zębatych – w normie ISO 6336). Sposób wyboru odpowiedniego modelu do obliczeń wytrzymałościowych przekładni zębatych zaproponowano w pracy [9]. Zbadano także specyficzne dla przekładni zębatej zjawisko ratlingu (grzechotania) – zwiększonego poziomu drgań w przekładni pracującej bez obciążenia. W pracy [8] do zbadania tego zjawiska wykorzystano zmodyfikowany model L. Müllera umożliwiający ząbienie po obu stronach zęba. Metodę wykorzystano do oceny błędów dynamicznego w przekładni pracującej pod obciążeniem z uwzględnieniem różnego stopnia zużycia zębów przekładni [11]. Dalszym zastosowaniem było wykorzystanie tej pracy do diagnostyki przekładni zębatych [12], gdzie wyniki obliczeń porównywano z doświadczalnymi. Szereg innych przykładów drgań parametrycznych w układach dyskretno - ciągłych przedstawiono w pracach: [3], [13], [14], [15]. W pracy [11] zbadano warunki występowania rezonansów parametrycznych w układach dyskretno - ciągłych poddanych stałemu obciążeniu. Wyznaczono warunki graniczne (maksymalne współczynniki tłumienia) występowania niestatecznych rezonansów parametrycznych, w szczególności rezonansów kombinowanych (częstość wzbudzenia parametrycznego odpowiadająca wielokrotnościom sumy lub różnicy częstości własnych układu). Zbadano charakter dodatkowej rodziny drgań parametrycznych występującej jedynie w układach z obciążeniem, stwierdzając, że drgania tego rodzaju występują także w układach z dużym tłumieniem. Zbadano także nieliniowy układ z luzem i wzbudzeniem parametrycznym. W pracy [12] zbadano możliwość występowania w układach ze wzbudzeniem parametrycznym szczególnych zjawisk takich jak: bifurkacja i ruch chaotyczny. Stwierdzono, że zjawiska te mogą występować w

przypadku bardzo małych wartości tłumienia lub dużych prędkości wzbudzenia parametrycznego (nie mają więc praktycznego znaczenia). Zbadano również tłumienie krytyczne eliminujące niestacynny rezonans parametryczny oraz przykład drgań parametrycznych wywołanych zmiennym momentem bezwładności (drgania turbiny wiatrowej).

4. Modelowanie ruchu mechanizmów z członami podatnymi

Dzięki zastosowaniu w jednym systemie sztywnych i odkształcalnych elementów skończonych – powstał uniwersalny program umożliwiający ocenę wpływu podatności członów na dokładność i porównanie z ruchem mechanizmu nieodkształcalnego. Zbadano także inne problemy: drgania parametryczne wywołane zmiennym momentem bezwładności, wpływ tłumienia występującego w mechanizmie oraz sposób sterowania.

Metodę Elementów Skończonych zastosowano także do modelowania dynamiki mechanizmów z odkształcalnymi członami [16], [17], [18] co umożliwiło ocenę wpływu drgań parametrycznych na obniżenie dokładności kinematycznej mechanizmu.

5. Modelowanie tłumienia

W analizie struktur warstwowych stosowanych do tłumienia drgań: kompozytach przekładkowych i zbudowanych z warstw o różnej orientacji włókien opis tłumienia w postaci (3) jest niewystarczający. W pracy [20] zaproponowano nowy opis, w którym przyjęto, że w każdej stałej sprężystej elementu ortotropowego (w układzie trójwymiarowym jest to 9 niezależnych stałych) odpowiada niezależny współczynnik tłumienia. Z wykorzystaniem funkcji kształtu elementów skończonych macierz tłumienia tworzy się analogicznie jak macierz sztywności. Opracowany sposób opisu wykorzystano do analizy różnych przypadków drgań w układach parametrycznych i nieliniowych z tłumieniem w strukturze kompozytowej. W pracy [21] omówiono sposób modelowania właściwości tłumiących w strukturze przekładkowej (dwie warstwy metalowe z warstwą tworzywa tłumiącego drgania w środku), wykorzystywanej do wibroizolacji. W pracy [22] przedstawiono metodę wyboru rodzaju elementu skończonego do modelowania elementów kompozytowych. W obliczeniach wykorzystano system MES – ADINA.

Ciekawym i trudnym w analizie jest zjawisko tłumienia drgań wywołane mikroślizgami sprężystymi w połączeniach nieruchomych nazywane tarcie konstrukcyjnym [25]. Zastosowanie MES [26] umożliwiło analizę bez przyjmowania szeregu założeń upraszczających, takich jak jednowymiarowy stan naprężeń. Pętle histerezy będące miarą rozpraszania energii zostały wyznaczone znacznie do-

kładniej [26]. Wyznaczono zakresy wymiarów połączeń, przy których konieczne jest stosowanie MES. W analizie zagadnienia kontaktowego wykorzystano metodę macierzy wrażliwości.

6. Podsumowanie

Metoda Elementów Skończonych jest bardzo użyteczna w analizie problemów dynamiki maszyn. Podstawowe zadanie liniowe – wyznaczanie częstości i postaci drgań można rozwiązać praktycznie dla każdego, dowolnie dużego obiektu. Trudności występują w analizie zagadnień nieliniowych. Pomocą może być tu sposób modelowania układów dyskretno-ciągłych. Wyniki obliczeń problemów omówionych powyżej są bardzo obszerne w stosunku do ograniczonej objętości pracy. W związku z powyższym zostaną przedstawione podczas seminarium.

7. Literatura

1. Bathe K. J., Wilson E. L.: Numerical methods in finite element analysis, Prentice Hall, Englewood Cliffs, 1982.
2. Kruszewski J. i inni: Metoda elementów skończonych w dynamice konstrukcji, Arkady, Warszawa 1984.
3. [3] Osiński J.: Drgania parametryczne tłumionych układów dyskretno-ciągłych, Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, s. Mechanika, z. 129, Warszawa 1989.
4. [4] Osiński J.: Obliczenia wytrzymałościowe elementów maszyn z zastosowaniem metody elementów skończonych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1997.
5. [5] Zbrowski A.: Modelowanie elementów pomiarowych z uwzględnieniem lepkosprężystości z użyciem MES, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 2000.
6. [6] Krupa A., – Współzależność drgań parametrycznych i wymuszonych w układzie z przekładnią zębatą, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 1995.
7. [7] Müller L.: Przekładnie zębate – projektowanie, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1979.
8. [8] Krupa A., Osiński J.: Zależność między drganiami parametrycznymi i wymuszonymi w dyskretno-ciągłym układzie dynamicznym, Prace Instytutu Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1996, z. 17, s. 19-29.
9. [9] Osiński J.: Wybór modelu dynamicznego dla analizy obciążeń w przekładni zębatej, Mechanika Teoretyczna i Stosowana, Warszawa 1991, 3-4, 29, s. 621-633.
10. [10] Krupa A., Osiński J.: Dynamic Overload Level and Rattling Phenomenon Investigation in

- a System with Gears, Machine Dynamics Problems, Warszawa 1997, vol. 18, pp. 57-70.
11. Freundlich J., Krupa A., Osiński J.: Evaluation of dynamical errors in gearboxes, Challenges to civil and mechanical engineering in 2000 and beyond, Wrocław 1997.
 12. Krupa A., Osiński J., Tomaszewski J.: Dynamical Properties of a Gear with Damaged (Worn-Out) Teeth, XIII Polish Conference on Computer Methods in Mechanics, Poznań 1997, vol. 2, pp. 677-682.
 13. Dyk J., Krupa A., Osiński J.: Dynamics of Complex Systems with Gears, EUROMECH – 2nd European Nonlinear Oscillations Conference, Praga 1996, vol. 3, pp. 71-74.
 14. Osiński J.: Modelling and Analysis of Vibration of Discrete-Continuous Systems with Parametric Excitation under Constant Load, Machine Dynamics Problems, Warszawa ? pp. 221-246.
 15. Osiński J.: Parametric Vibration of Nonlinear Systems, Nonlinear Vibration Problems, Warszawa 1993, No. 25, pp. 335-350.
 16. Hać M.: Dynamic analysis of flexible mechanisms by finite element method – monograph issue, Machine Dynamics Problems, Warszawa 1996, vol. 14.
 17. Hać M., Osiński J.: Finite Element Formulation of Rigid Body Motion in Dynamic Analysis of Mechanisms, Computers & Structures, 1995, vol. 57, No. 2, pp. 213-217.
 18. Hać M., Osiński J.: Nonlinearity in the Finite Element Analysis of Flexible Mechanisms, EUROMECH – 2nd European Nonlinear Oscillations Conference, Praga 1996, vol. 2, pp. 71-74.
 19. Hać M., Osiński J.: Analiza dokładności ruchu mechanizmów z członami podatnymi z zastosowaniem MES, V Konferencja „Układy dynamiczne – teoria i zastosowania”, Łódź 1999, s. 211-214.
 20. Freundlich J.: „Modelowanie tłumienia struktur warstwowych z zastosowaniem MES”, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 1995.
 21. Freundlich J., Osiński J.: Modelling of damping in vibration of a machine base made of laminated elements, Machine Dynamics Problems, Warszawa 1994, vol. 9, pp. 33-42.
 22. Freundlich J., Osiński J.: Investigation of Finite Elements Usability to Modelling of Layered Structures Dynamics, Machine Dynamics Problems, Warszawa 1999, vol. 23, No. 4, pp. 7-24.
 23. Praca zbiorowa pod redakcją Osińskiego Z.: Tłumienie drgań, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1997, Damping of Vibrations. A.A. Balkema, Rotterdam/Brookfield, 1998.
 24. Sztwiertnia A.: Modelowanie nieliniowych zagadnień kontaktowych w budowie maszyn, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 1995.
 25. Osiński J., Sztwiertnia A.: On the design of interferenced and clamped joints under general state of stress. Mechanika Teoretyczna i Stosowana, Warszawa 1995, 4, 33, pp. 825-842.
 26. Osiński J., Sztwiertnia A.: Modelling of non-linear contact problems by means of sensitivity matrix method, Machine Dynamics Problems, Warszawa 1994, vol. 9, pp. 71 – 82.

IDENTYFIKACJA WŁASNOŚCI DYNAMICZNYCH OBIEKTÓW REALIZOWANA W RAMACH DIAGNOSTYKI TECHNICZNEJ

Franciszek Sordyl, Igor Sordyl
VIBROEXPERT SC, ul. Miastkowska 51, 60-184 Poznań
 tel.: +48 (61) 8684134, fax: +48 (61) 8684135, e-mail: fspd@vibroexpert.com.pl

Wstęp

Pomiary i analiza drgań stanowią źródło informacji o stanie technicznym diagnozowanych urządzeń. Poziom drgań obserwowanych w wybranych punktach urządzeń zależy od intensywności wymuszeń dynamicznych oraz od własności dynamicznych obserwowanego obiektu i jego układu wsporczonego. Obiektywna ocena stanu technicznego diagnozowanych obiektów nie może być prowadzona bez uwzględnienia ich własności dynamicznych. Do zadań zespołów diagnostycznych należy zatem nie tylko obserwacja zmian wybranych estymat stanu technicznego urządzeń, lecz również interwencja we własności dynamiczne w celu obniżenia oddziaływań dynamicznych w diagnozowanych urządzeniach. Wynikiem takiego działania jest zwiększona trwałość urządzeń i możliwość osiągania lepszych parametrów technologicznych w procesie produkcji realizowanej przez te urządzenia.

Realizacja testów dynamicznych w warunkach przemysłowych musi brać pod uwagę wiele ograniczeń. Najbardziej istotnym jest w tym przypadku czas. Test dynamiczny musi być przeprowadzony podczas przerwy technologicznej i nie powinien tej przerwy przedłużać. Podczas prowadzenia testów w takich warunkach należy liczyć się z licznymi zakłóceniami pomiarowymi wskutek wymuszeń wynikających z licznych czynności naprawczych i konserwacyjnych prowadzonych w ramach przerwy technologicznej.

Konieczność ingerencji we własności dynamiczne urządzeń świadczy o tym, że złożone i trudne zagadnienia dynamiczne nie są poprawnie rozwiązywane przez projektantów, konstruktorów i producentów.

W naszej praktyce w zakresie ekspertyz stanu technicznego urządzeń i diagnostyki technicznej spotkaliśmy wiele przypadków, w których brak wiedzy w zakresie dynamiki prowadził do zbyt szybkich uszkodzeń urządzeń, a także do trudności w uruchomieniu nowych urządzeń. Spotykamy również wiele przypadków pokrywania się zakresu częstotliwości własnych i częstotliwości roboczych. Jeden z ciekawszych przypadków został opisany w [1].

W artykule zostaną przedstawione przykłady skutecznych oddziaływań na urządzenia przez zmia-

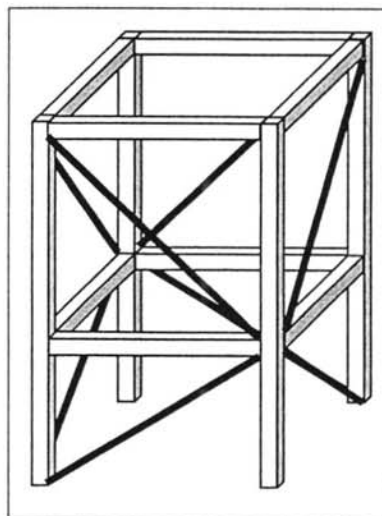
nę ich własności dynamicznych i zmianę intensywności obciążeń dynamicznych, co doprowadziło do obniżenia poziomu drgań w warunkach eksploatacyjnych.

Przykłady te dotyczą zagadnień rozwiązywanych w ramach prowadzonej przez nas diagnostyki maszyny papierniczej.

Konstrukcja wsporcza zespołu napędowego wału dociskowego prasy maszyny papierniczej

Podczas prowadzenia systematycznych pomiarów diagnostycznych stwierdzono podwyższony poziom drgań silnika zespołu napędowego wału dociskowego części prasowej. Zjawisko występowało z różną intensywnością przy różnych prędkościach maszyny papierniczej, przy czym nie zaobserwowano zależności proporcjonalnych między prędkością maszyny a poziomem drgań. Po przeprowadzeniu pewnej liczby sesji pomiarów drgań postanowiono przeprowadzić test dynamiczny w pełnym zakresie prędkości roboczych maszyny papierniczej w celu uzyskania podstaw do przeprowadzenia modernizacji konstrukcji wsporczej.

Schemat konstrukcji wsporczej zespołu napędowego przedstawia Rys. 1. Konstrukcja jest wykonana ze stalowych belek o przekroju zamkniętym.



Rys. 1: Schemat konstrukcji wsporczej zespołu napędowego wału dociskowego prasy maszyny papierniczej.

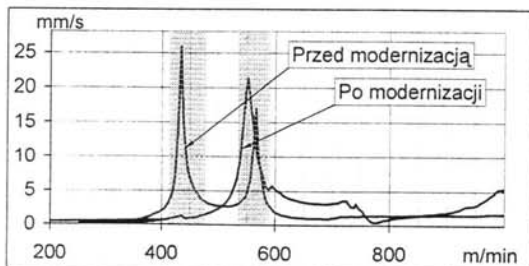
Na konstrukcji wsporczej ustawiony jest klatkowy silnik asynchroniczny. Silnik zasilany jest poprzez przekształtnik częstotliwości, co pozwala osiągać dowolne prędkości obrotowe. Silnik połączony jest poprzez sprzęgło z przekładnią, która połączona jest wałem napędowym z wałem dociskowym prasy maszyny papierniczej.

Test dynamiczny

Test dynamiczny konstrukcji wsporczej zespołu napędowego wału dociskowego prasy został przeprowadzony z wykorzystaniem oddziaływań wału silnika obracającego się z wolno zmienną prędkością. Źródłami sygnałów drganiowych były elektrodynamiczne czujniki prędkości drgań typu VS-080 firmy Schenck. Rejestrację sygnałów drganiowych w zakresie do 1000 Hz prowadzono za pomocą wspomaganego komputerowo dwukanałowego analizatora sygnałów. Podczas analizy wyników stosowano korekcję charakterystyki dynamicznej czujników drgań.

Wynik testu, w postaci estymowanej charakterystyki amplitudowej, przedstawiono na Rys. 2. Okazało się, że w zakresie prędkości roboczych maszyny papierniczej występowały dwie częstotliwości drgań własnych układu. Wysoki stopień wzmocnienia drgań rezonansowych wynika z faktu, że konstrukcja wsporcza układu napędowego została wykonana z belek stalowych.

Bezpośrednio po przeprowadzeniu testu zostały określone zakresy „zabronionych” prędkości maszyny papierniczej obowiązujące do czasu przeprowadzenia modernizacji konstrukcji wsporczej. Zakresy te zostały zaznaczone na Rys. 2.



Rys. 2: Wyniki testów dynamicznych konstrukcji zespołu napędowego wału dociskowego prasy przed i po modernizacji.

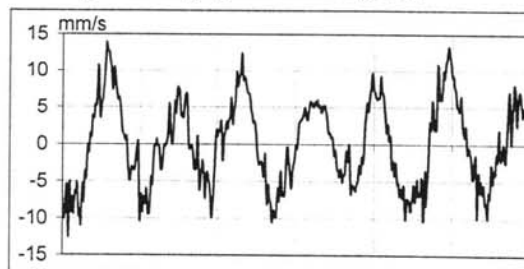
Po przeprowadzeniu testu opracowano projekt modernizacji konstrukcji wsporczej układu napędowego. Celem modernizacji było zwiększenie sztywności konstrukcji oraz zwiększenie tłumienia. Po realizacji pierwszego etapu modernizacji przeprowadzono ponownie test dynamiczny (w takich samych warunkach) w celu sprawdzenia skuteczności zmian. Wykres estymowanej charakterystyki amplitudowej (p. Rys. 2) wskazuje, że już wstępna faza realizacji zmian doprowadziła do zmiany własności dynamicznych konstrukcji wsporczej zespołu napędowego u-

możliwiając bezpieczną pracę maszyny papierniczej w zakresie prędkości do ok. 530 m/min. Realizacja projektu zmian konstrukcyjnych doprowadziła do dalszego rozszerzenia zakresu prędkości bezpiecznej pracy maszyny papierniczej, co pozwoliło na bezpieczną pracę w zakresie prędkości do 750 m/min.

Konstrukcja wsporcza części sitowej maszyny papierniczej

Widok części sitowej maszyny papierniczej został przedstawiony na Rys. 4. Jest to konstrukcja o dużych rozmiarach. Długość części sitowej wynosi ok. 20 m.

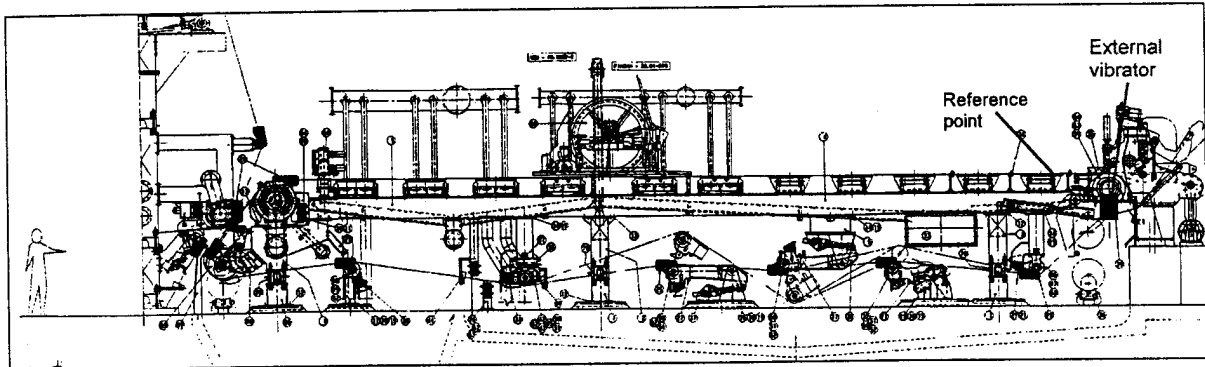
Wyniki pomiarów i analiz drgań obudów łożysk wałów i wałków części sitowej maszyny papierniczej wskazywały, że podstawową przyczyną drgań obudów łożysk i konstrukcji wsporczej części sitowej jest ruch poprzeczny wału piersiowego¹⁾. Zaobserwowano również wpływ własności dynamicznych konstrukcji wsporczej części sitowej na poziom drgań, ponieważ stopień wzmocnienia zależał przede wszystkim od częstotliwości ruchu poprzecznego wału piersiowego. Praktycznie nie obserwowano wpływu prędkości maszyny na poziom drgań. Wyniki analiz widmowych (przykładowy wynik analizy widmowej przedstawia Rys. 1) wykazały, że założony ruch harmoniczny jest w rzeczywistości zbliżony do przebiegu prostokątnego. Wynika to najprawdopodobniej z faktu, że podczas ruchu występują sprężyste ugięcia w połączeniach (o nieliniowej charakterystyce sztywności) napędu ruchu poprzecznego. Wskutek tego wynik analizy widmowej drgań ma postać szeregu składowych harmonicznych o częstotliwościach będących nieparzystymi wielokrotnościami częstotliwości podstawowej. Przykładowy przebieg prędkości drgań osiowych obudowy łożyska wału piersiowego przedstawia Rys. 3.



Rys. 3: Czasowy przebieg prędkości drgań osiowych obudowy łożyska wału piersiowego.

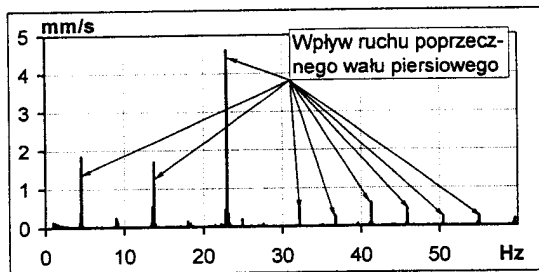
W większości sytuacji jedna z nieparzystych składowych harmonicznych drgań (o częstotliwości równej trzykrotnej lub pięciokrotnej wielokrotności

¹⁾ Wał piersiowy o średnicy Φ 633, długości 2850 i masie ok. 3000 kg porusza się w kierunku poprzecznym z regulowaną amplitudą do 15 mm i częstotliwością do 8 Hz.



Rys. 5: Część sitowa maszyny papierniczej - widok od strony obsługi.

częstotliwości podstawowej) ma częstotliwość zawierającą się w zakresie rezonansowym konstrukcji wsporczej i jest wskutek tego wzmacniana.



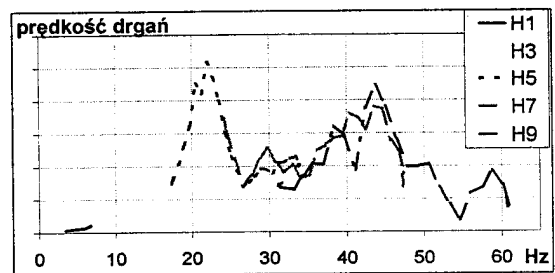
Rys. 4: Wynik analizy widmowej prędkości drgań osiowych obudowy łożyska wału piersiowego maszyny papierniczej.

Przeprowadzony test dynamiczny potwierdził opisane powyżej przypuszczenia.

Test dynamiczny

W tym przypadku test dynamiczny został przeprowadzony z wykorzystaniem wymuszenia generowanego przez ruch poprzeczny wału piersiowego. Przeprowadzono rejestrację sygnałów prędkości drgań pionowych i osiowych obudowy łożyska wału piersiowego podczas ruchu poprzecznego wału (bez ruchu obrotowego) o wolno zmiennej częstotliwości w zakresie $3.34 \div 6.55$ Hz. Do celów przybliżonej estymacji charakterystyki dynamicznej konstrukcji wsporczej części sitowej zastosowano metodę „sklejenia charakterystyk dla kolejnych składowych harmonicznych odpowiedzi układu”. Po przeprowadzeniu filtracji (za pomocą filtra śledzącego) kolejnych składowych harmonicznych o nieparzystych wielokrotnościach podstawowej częstotliwości ruchu poprzecznego i „dopasowaniu” ich poprzez korekcję amplitudy uzyskano przybliżoną estymację charakterystyki amplitudowej konstrukcji wsporczej części sitowej dla punktu zlokalizowanego na obudowie łożyska wału w kierunku osiowym. Charakterystykę tę przedstawia Rys. 6. Ze względu na brak informacji

o własnościach sztywności połączeń ruchomych napędu ruchu poprzecznego wału piersiowego nie można określić ilościowo wzmocnienia oddziaływań dynamicznych. Praktyczny sens estymowanej charakterystyki tkwi przede wszystkim w określeniu zakresów częstotliwości wzmocnień rezonansowych.



Rys. 6: Wynik testu dynamicznego z wymuszeniem ruchem poprzecznym wału piersiowego.

Na charakterystyce widoczny jest zakres wzmocnień rezonansowych o częstotliwości środkowej ok. 22, 43 i 59 Hz. W większości przypadków stosowanych częstotliwości wymuszeń ruchu poprzecznego wału piersiowego częstotliwość składowej harmonicznej o wartości równej trzeciej lub piątej wielokrotności częstotliwości podstawowej znajdowała się w tym zakresie rezonansowym o częstotliwości środkowej równej 22 Hz. Było to powodem podwyższonego poziomu drgań w wielu punktach pomiarowych konstrukcji wsporczej części sitowej maszyny papierniczej. Zbyt wysoki poziom drgań był przyczyną uszkodzeń (pęknięć) powłoki ceramicznej na listwach odwadniających. Prowadziło to do zbyt częstych kosztownych wymian uszkodzanego sita.

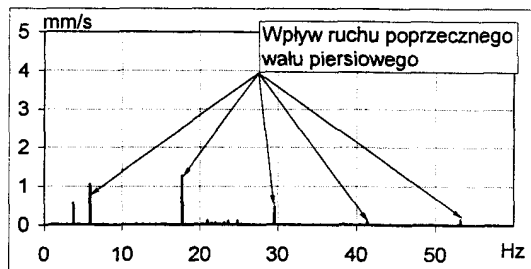
Podczas realizacji testu dynamicznego okazało się, że nie można go prowadzić w całym projektowanym zakresie częstotliwości ruchu poprzecznego wału piersiowego ze względu na duże wzmocnienia rezonansowe grożące uszkodzeniem konstrukcji części sitowej. Wynikiem testu było określenie dopuszczalnego bezpiecznego zakresu częstotliwości ruchu poprzecznego wału piersiowego.

Obniżenie poziomu drgań urządzeń możliwe jest poprzez:

- 1° obniżenie intensywności oddziaływań dynamicznych,
- 2° zmianę własności dynamicznych urządzenia.

W opisywanym przypadku, po rozważeniu kosztów ewentualnej modernizacji konstrukcji części siłowej maszyny papierniczej, zdecydowano się na przeprowadzenie modernizacji napędu i łożyskowania ruchu poprzecznego wału piersiowego w celu obniżenia oddziaływań dynamicznych. W wyniku modernizacji osiągnięto zakładany cel.

Na Rys. 7 przedstawiono wynik analizy widmowej drgań osiowych obudowy łożyska wału piersiowego po przeprowadzonej modernizacji napędu i łożyskowania wału piersiowego. Mimo tego, że składowa harmoniczna o częstotliwości równej trzykrotnej wielokrotności częstotliwości podstawowej znajduje się w zakresie drgań rezonansowych (p. Rys. 6) jej wartość jest znacznie mniejsza niż wartość składowej harmonicznej o częstotliwości równej pięciokrotnej wielokrotności częstotliwości podstawowej (p. Rys.5).



Rys. 7: Wynik analizy widmowej prędkości drgań osiowych obudowy łożyska wału piersiowego maszyny papierniczej po modernizacji łożyskowania.

Należy przy tym podkreślić, że przedstawione wyniki dotyczą różnych prędkości ruchu poprzecznego wału. Prędkość ustawiona po modernizacji była niemożliwa do osiągnięcia przed modernizacją, co tym bardziej świadczy o skuteczności modernizacji.

Zakończenie

Przedstawione przykłady pokazują przydatność estymacji własności dynamicznych diagnozowanych urządzeń. Znajomość własności dynamicznych pozwala na zaprojektowanie i realizację modernizacji urządzeń w celu uzyskania poprawy parametrów dynamicznych urządzeń. W przypadku, gdy modernizacje urządzeń nie są uzasadnione ekonomicznie, możliwe jest określenie zakresu prędkości roboczych, przy których nie występuje zagrożenie zbyt dużymi obciążeniami dynamicznymi.

Literatura

- [1] Sordyl, F.: Ocena wymuszeń rezonansowych ssawy napędzanej przez sprzęgło turboregulacyjne VOITH, Przegląd Mechaniczny Nr 2/1999, str.: 10÷13.

BADANIE ZWIĄZKÓW POMIĘDZY USZKODZENIAMI SILNIKA SPALINOWEGO A SYGNAŁEM DIAGNOSTYCZNYM

Franciszek TOMASZEWSKI, Jerzy KWAŚNIKOWSKI

Politechnika Poznańska, Instytut Silników Spalinowych i Podstaw Konstrukcji Maszyn
60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3, tel. 6652-570

1. WSTĘP

Zadaniem diagnostyki technicznej jest określenie stanu technicznego obiektu (bez jego demontażu) na podstawie pomierzonych parametrów sygnału diagnostycznego. Jako parametry sygnału diagnostycznego mogą być stosowane parametry procesów roboczych, takie jak: moc, moment obrotowy, prędkość obrotową, oraz parametry procesów towarzyszących generowanych podczas pracy obiektu, np.: drgania, hałas, produkty zużycia, temperatura itp.

Stan techniczny obiektu można opisać za pomocą zbioru parametrów charakteryzujących stan poszczególnych jego elementów lub par kinematycznych (parametrów struktury) w postaci: luzu, zużycia (zmiana wymiaru), położenia itp. Aby stan poszczególnych elementów obiektu został wyznaczony na podstawie pomierzonych parametrów sygnału diagnostycznego, niezbędna jest znajomość związków pomiędzy zbiorem parametrów stanu obiektu $X(\Theta) = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ a zbiorem parametrów sygnału diagnostycznego $S(\Theta) = \{s_1, s_2, \dots, s_n\}$, czyli relacja $R[X(\Theta), S(\Theta)]$. Relacja ta może być przyporządkowaniem określonej wartości parametru sygnału diagnostycznego s_i , wartości x_i parametru stanu (struktury) w postaci $s_i \leftrightarrow x_i$, co oznacza przyczynowość a nawet determinizm we wzajemnej relacji stan – sygnał.

W przypadku złożonych obiektów mechanicznych, a do takich zalicza się silnik spalinowy, znalezienie bezpośredniej relacji pomiędzy stanem poszczególnych elementów silnika a wibroakustycznym sygnałem diagnostycznym nie zawsze jest możliwe [1]. Należy wówczas szukać odwzorowania pomiędzy procesem uszkodzania obiektu lub stanem niezawodnościowym jego elementów określanych jako zdatny, niezdatny a parametrami sygnału diagnostycznego. Zbiór parametrów stanu obiektu $X(\Theta) = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$, w tym przypadku opisuje stan każdego elementu x_i , który przyjmuje wartości binarne 0,1. Zakwalifikowanie elementu do stanu niezdatności odbywa się na podstawie następujących kryteriów:

- kiedy luz lub wymiar danego elementu przekroczy wartość graniczną zużycia tzn. $k_i \geq k_g$,
- wystąpi trwale uszkodzenie elementu (naruszenie jego struktury) np. pęknięcie, złamanie itp.,

- stan regulacji zespołu, układu kiedy przekroczył dopuszczalną wartość regulacyjną, tzn. $r_i \geq r_d$.

Dokonując oceny stanu binarnego obiektu, musimy zdawać sobie sprawę, że taka ocena pozwala tylko na określenie stanu zdatności obiektu lub jego zespołów (zdatny, niezdatny) i ma sens w obiekcie złożonym. Nie pozwala ona na ocenę stanu elementów obiektu w sensie wartości parametrów struktury np.: luzu, zużycie elementu, itp.

W pracy przedstawiono wyniki badań poszukiwania związków pomiędzy parametrami sygnału wibroakustycznego a procesem uszkodzania silnika. Proces uszkodzania silnika opisano za pomocą skumulowanej względnej bieżącej intensywności uszkodzeń SBIUw.

2. BADANIA DIAGNOSTYCZNO-NIEZAWODNOŚCIOWE

Badania związków pomiędzy parametrami sygnału a stanem niezawodnościowym silnika spalinowego przeprowadzono w oparciu o wyniki uzyskane ze zrealizowanego eksperymentu diagnostycznego bierno-niezawodnościowego. Eksperyment ten realizowano w normalnych warunkach eksploatacji pojazdów szynowych. Polegał on na pomiarze parametrów sygnału wibroakustycznego z równoległą rejestracją zdarzeń eksploatacyjnych w postaci uszkodzeń silników. Rejestrację uszkodzeń prowadzono na poszczególnych poziomach dekompozycji struktury niezawodnościowej silnika spalinowego [2].

W realizowanym eksperymencie diagnostycznym, jako zbiór cech opisujący stan niezawodnościowy silnika, przyjęto wektor $X(\Theta) = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ zawierający informacje o kolejnych zdarzeniach eksploatacyjnych w postaci nazwy uszkodzonego elementu oraz przebieg pojazdu, podczas którego wystąpiło zdarzenie.

Zarejestrowane dane o uszkodzeniach silnika grupowano w przedziały, gdzie końcem każdego przedziału był moment, w którym wykonywano pomiary parametrów diagnostycznych. Na podstawie tak pogrupowanych danych o uszkodzeniach silnika wyznaczono względną bieżącą intensywność uszkodzeń oraz skumulowaną względną bieżącą intensywność uszkodzeń według zależności 1 i 2 [3]:

$$BIU_w(\Theta) = \frac{n_i(\Theta + \Delta\Theta)}{N_i(\Theta) \cdot \Delta\Theta_i} \quad (1)$$

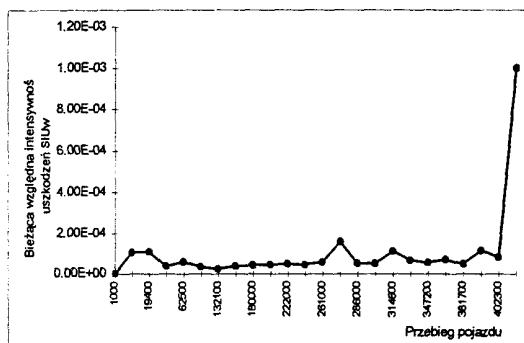
$$SBIU_w(\Theta) = \sum_{i=1}^n \frac{n_i(\Theta + \Delta\Theta)}{N_i(\Theta) \cdot \Delta\Theta_i} \quad (2)$$

gdzie: $n_i(\Theta + \Delta\Theta)$ – liczba uszkodzeń w przedziale $\Theta + \Delta\Theta$,

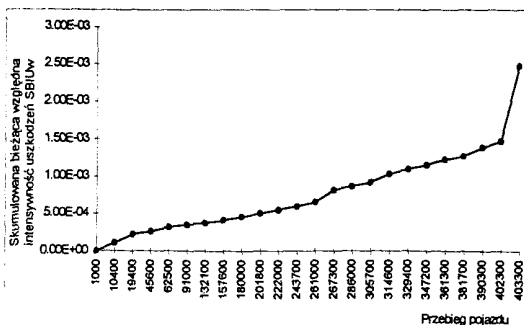
$N_i(\Theta)$ – łączna liczba uszkodzeń do i-tego przedziału (pomiaru),

$\Delta\Theta_i$ – długość przedziału (odstęp pomiędzy kolejnymi obserwacjami),

Na rysunku 1 przedstawiono przebieg bieżącej względnej intensywności uszkodzeń (BIUw), a na rysunku 2 przebieg skumulowanej bieżącej względnej intensywności uszkodzeń (SBIUw) silnika spalinowego w funkcji przebiegu pojazdu szynowego.



Rys. 1. Zmiany bieżącej względnej intensywności uszkodzeń BIUw silnika w funkcji przebiegu pojazdu



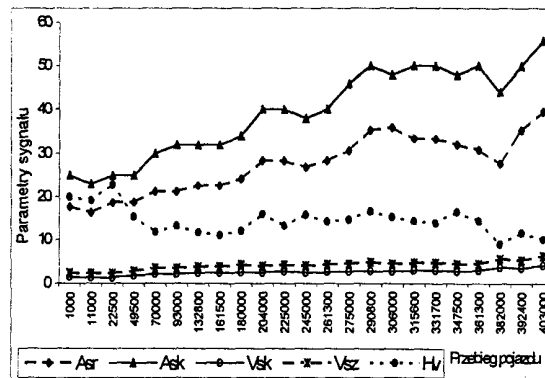
Rys. 2. Zmiany skumulowanej bieżącej względnej intensywności uszkodzeń SBIUw silnika w funkcji przebiegu pojazdu

Zbiór parametrów wyjściowych (sygnałów diagnostycznych) silnika $S(\Theta_i) = \{s_1, s_2, \dots, s_n\}$ jest wektorem zawierającym wartości parametrów sygnału wibroakustycznego rejestrowanego w 9 punktach (D1–D9) na kadłubie silnika spalinowego dla kolejnych wartości przebiegu pojazdu szynowego Θ_i . Punkty te rozmieszczono na wysokości ZZ tłoków

(D1–D6) oraz na wysokości osi wału korbowego (D7–D9).

Na rysunku 3 przedstawiono przykładowe przebiegi wybranych parametrów diagnostycznego sygnału drganiowego silnika w funkcji przebiegu pojazdu.

Zarejestrowane dla kolejnych wartości przebiegów Θ_i parametry sygnału diagnostycznego odwzorowują w sposób pośredni sumaryczny proces uszkodzania (zużywania) się silnika spalinowego. Uzyskane w ten sposób krzywe dla każdego parametru (rys. 3) będziemy nazywać krzywymi stanu technicznego. Krzywe stanu technicznego posiadają różny charakter zmian, co świadczy o różnej wrażliwości parametrów na zmiany stanu technicznego silnika (uszkodzania). Celem badań będzie wyznaczenie związków pomiędzy parametrami sygnału drganiowego a intensywnością uszkodzeń silnika, czyli wybór parametrów sygnału współzmiennych (skorelowanych) z procesem uszkodzania



silnika.

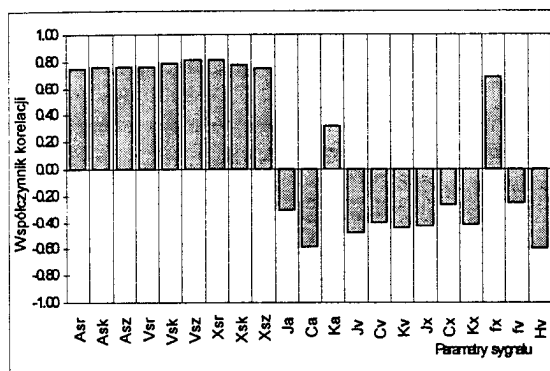
Rys. 3. Przebieg wybranych parametrów diagnostycznego sygnału drganiowego w funkcji przebiegu pojazdu

3. BADANIE ZWIĄZKÓW POMIĘDZY PARAMETRAMI DIAGNOSTYCZNYMI A INTENSYWNOŚCIĄ USZKODZEŃ

Badanie związków pomiędzy parametrami diagnostycznego sygnału drganiowego a intensywnością uszkodzeń polegały na wyznaczeniu pomiędzy nimi współczynników korelacji. Wyliczone wartości współczynników korelacji pozwalają dokonać wyboru tych parametrów diagnostycznych, które najlepiej odwzorowują proces uszkodzania silnika. W tabeli 1 zamieszczono przykładowe wyznaczone wartości współczynników korelacji pomiędzy parametrami diagnostycznymi a skumulowaną bieżącą względną intensywnością uzyskane dla jednego z badanych silników.

Na rysunku 4 przedstawiono uzyskane wartości współczynników korelacji pomiędzy skumulowaną bieżącą względną intensywnością a parametrami diagnostycznymi, zmierzonymi w punkcie pomia-

rowym D1 znajdującym się na wysokości zwrotów zewnętrznych tłoków.



Rys. 4. Wartości współczynników korelacji pomiędzy skumulowaną bieżącą względną intensywnością uszkodzeń a parametrami diagnostycznymi zmierzonymi w punkcie pomiarowym D1

Tabela 1

Wartości współczynników korelacji pomiędzy skumulowaną bieżącą względną intensywnością uszkodzeń a parametrami diagnostycznymi w poszczególnych punktach pomiarowych

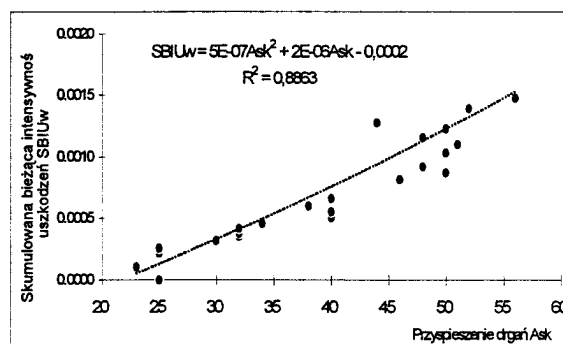
Parametry	Punkty pomiarowe								
	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9
Aśr	0.75	0.74	0.75	0.74	0.77	0.76	0.79	0.70	0.75
Ask	0.77	0.73	0.74	0.71	0.77	0.76	0.77	0.71	0.75
Asz	0.76	0.72	0.74	0.72	0.78	0.73	0.80	0.73	0.80
Vśr	0.76	0.63	0.66	0.65	0.78	0.58	0.75	0.75	0.59
Vsk	0.79	0.62	0.70	0.69	0.80	0.58	0.75	0.78	0.57
Vsz	0.81	0.60	0.71	0.74	0.84	0.61	0.73	0.82	0.57
Xśr	0.81	0.60	0.66	0.67	0.79	0.74	0.82	0.67	0.83
Xsk	0.77	0.64	0.67	0.68	0.76	0.76	0.79	0.65	0.80
Xsz	0.75	0.65	0.68	0.65	0.72	0.76	0.78	0.65	0.80
Ja	-0.30	-0.30	-0.02	-0.46	-0.39	-0.18	-0.18	-0.03	0.05
Ca	-0.58	-0.47	-0.46	-0.30	-0.52	-0.38	-0.37	-0.34	-0.20
Ka	0.31	0.08	0.48	-0.32	0.09	0.34	0.25	0.26	0.27
Jv	-0.48	-0.42	-0.37	-0.14	-0.09	-0.34	-0.32	-0.20	-0.44
Cv	-0.41	-0.33	-0.47	-0.03	0.03	-0.31	-0.11	-0.32	-0.26
Kv	-0.45	-0.30	-0.09	-0.23	-0.24	-0.26	-0.40	0.01	-0.55
Jx	-0.42	0.38	-0.08	-0.14	-0.59	0.25	-0.12	-0.47	-0.25
Cx	-0.26	0.26	-0.06	0.01	-0.22	0.26	-0.11	0.00	0.20
Kx	-0.41	0.36	-0.05	-0.25	-0.70	0.10	-0.04	-0.63	-0.57
fx	0.68	0.59	0.57	0.46	0.47	-0.10	-0.12	0.28	-0.50
fv	-0.26	0.27	0.25	0.26	0.42	0.41	0.36	-0.05	0.39
Hv	-0.59	-0.32	-0.20	-0.11	0.17	0.33	0.29	-0.25	0.46

Aśr, Ask, Asz – średnia, skuteczna i szczytowa wartość przyspieszeń drgań,
Vśr, Vsk, Vsz – średnia, skuteczna i szczytowa wartość prędkości drgań,
Xśr, Xsk, Xsz – średnia, skuteczna i szczytowa wartość przemieszczeń drgań,

Ja, Ca, Ka – współczynnik impulsowości, szczytu i kształtu dla przyspieszeń drgań,
Jv, Cv, Kv – współczynnik impulsowości, szczytu i kształtu dla prędkości drgań,
Jx, Cx, Kx – współczynnik impulsowości, szczytu i kształtu dla przemieszczeń drgań,
fx, fv – częstotliwość Rice'a dla przemieszczeń i prędkości drgań,
Hv – współczynnik harmonicznosci prędkości drgań.

Przedstawione na rysunku 4 przykładowe wartości współczynników korelacji pomiędzy parametrami sygnału drganiowego w punkcie pomiarowym D1 sygnału drganiowego a skumulowaną bieżącą względną intensywnością wykazały, że najlepiej proces uszkodzania silnika spalinowego odwzorowują podstawowe wielkości drgań. Wielkościami tymi są: średnia, skuteczna i szczytowa wartość przyspieszeń, prędkości oraz przemieszczeń drgań. Również dobre odwzorowanie wykazuje częstotliwość Rice'a dla przemieszczeń drgań. Dla tych parametrów sygnału drganiowego w badaniach korelacyjnych uzyskano największe wartości współczynników korelacji. Podobne wyniki uzyskano w pozostałych punktach pomiarowych diagnostycznego sygnału drganiowego na kadłubie silnika spalinowego.

Dla parametrów diagnostycznych skorelowanych z procesem uszkodzeń przeprowadzono analizę regresji. Przykładowe wyniki analizy regresji, z równaniami opisującymi współzależność pomiędzy intensywnością uszkodzeń silnika a parametrem sygnału oraz współczynnikami determinacji, przedstawiono na rysunkach 5–6.



Rys. 5. Zależność skumulowanej bieżącej względnej intensywności uszkodzeń w funkcji skutecznej wartości przyspieszeń drgań

Uzyskane w obliczeniach współczynniki determinacji R^2 mają wysokie wartości i wynoszą odpowiednio dla: Ask-SBIUw $R^2 = 0,8863$, Vsz-SBIUw $R^2 = 0,8399$.

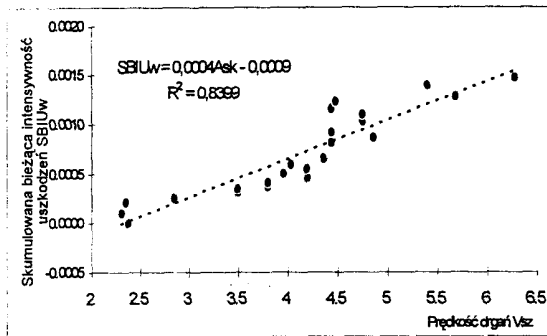
Modele opisujące związek pomiędzy:

– skumulowaną bieżącą względną intensywnością uszkodzeń a skuteczną wartością przyspieszeń drgań jest następujący:

$$SBIU_w = 0,0000005Ask^2 + 0,000002Ask - 0,0002 \quad (3)$$

– skumulowaną bieżącą względną intensywnością uszkodzeń a skuteczną wartością przyspieszeń drgań jest następujący:

$$SBIU_w = 0,0004Ask - 0,0009 \quad (4)$$



Rys. 6. Zależność skumulowanej bieżącej względnej intensywności uszkodzeń w funkcji szczytowej wartości prędkości drgań

Znając modele opisujące związek pomiędzy danym parametrem sygnału diagnostycznego a intensywnością uszkodzeń, można na podstawie zmierzonej jego wartości oszacować poziom niezawodności silnika w eksploatacji.

4. PODSUMOWANIE

W pracy przedstawiono wyniki badań dotyczących związków pomiędzy procesem uszkodzania silników spalinowych pojazdów szynowych, opisanych za pomocą skumulowanej bieżącej intensywności uszkodzeń, a parametrami diagnostycznego

sygnału drganiowego. W efekcie przeprowadzonych analiz stwierdzono, że istnieje związek pomiędzy uszkodzeniami silnika a parametrami sygnału wibroakustycznego. Parametrami, które najlepiej odwzorowują proces uszkodzania się silnika spalinowego w eksploatacji są: przyspieszenie, prędkość oraz przemieszczenie drgań. Można uznać, że te parametry drgań wykazują największą wrażliwość na uszkodzenie silnika.

Przeprowadzona analiza regresji pomiędzy intensywnością uszkodzeń silnika a parametrami sygnału pozwoliła dokonać wyboru modelu (największe R^2) opisującego wzajemny związek. Mając dany model oraz obserwowany parametr diagnostyczny, można na dowolnym etapie eksploatacji silnika szacować poziom jego niezawodności.

5 LITERATURA

1. Tomaszewski F., *Badanie związków pomiędzy luzami elementów silnika a wybranymi estymatami sygnału WA*. Konferencja Naukowa nt.: Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów '94. Bydgoszcz 5–8 września 1994, str. 337–343.
2. Tomaszewski F., *Zagadnienia wyznaczania stanu technicznego złożonego obiektu mechanicznego za pomocą sygnału wibroakustycznego. Na przykładzie silnika spalinowego pojazdu szynowego*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, seria Rozprawy Nr 337, 1998, (obj. 174 strony).
3. Tomaszewski F., *Możliwości redukcji wektora sygnału z wykorzystaniem wskaźników niezawodności*. X Szkoła Diagnostyki – DIAGNOSTICS'92, Poznań-Zajęczkowo 14–18 września 1992, str. 257–262.

MODEL ROZWOJU PITTINGU DLA POTRZEB DIAGNOSTYKI W PRZEKŁADNIACH ZĘBATYCH

Jerzy TOMASZEWSKI
Ośrodek Badawczo – Rozwojowy REDOR
ul. I. Paderewskiego 11 A, 43-300 Bielsko - Biała

1. Wstęp.

Pitting jest procesem zużycia (nazywany też zużyciem guzłkowatym) zmęczeniowego, spowodowany cyklicznym oddziaływaniem naprężeń kontaktowych w granicach naprężeń Hertza, powstających w warstwach wierzchnich skojarzeń trybologicznych podczas toczenia z poślizgiem kół zębatych przy styku smarnym. Charakterystycznym obrazem powierzchni uszkodzonej pittingiem są liczne jamki o dość regularnym, często kropłowym kształcie i ostrych krawędziach ścian. Liczba i rozmiary jamek pittingowych mogą ulegać zmianom (zwiększać się lub zmniejszać – pitting przemijający.) Dla potrzeb diagnostyki w niniejszej pracy zajęto się formą tzw. pittingu liniowego i lawinowego. Miara rozwoju pittingu jest przyrost powierzchni uszkodzeń bocznej powierzchni zęba w określonej jednostce czasu. Z reguły, jeśli ten przyrost jest liniowy lub progresywny, to taka forma rozwoju pittingu prowadzi do uszkodzenia łożysk lub wylamania zęba przekładni. Praktyka eksploatacyjna przekładni dużych mocy (cementownie, hutnictwo, energetyka) wskazuje na dość częste przypadki koniecznego ze względów ekonomicznych eksploataowania przekładni a wyraźnymi śladami pittingu liniowego i nawet początkowego stadium pittingu progresywnego. Dla tych przypadków eksploatacji przekładni, konieczny jest nadzór diagnostyczny, pozwalający ocenić zagrożenie wystąpienia lawinowej formy pittingu, prowadzącego w konsekwencji do konieczności wyłączenia z eksploatacji urządzenia.

2. Diagnostyczny model rozwoju pittingu

Ogólny model diagnostyczny rozwoju pittingu ma postać [1]

$$\frac{dx}{dt} = f(x, l, \sigma, t) \quad (1)$$

$$s(t) = S(t) \cdot x(t) + v(t)$$

gdzie : x – wektor uszkodzenia, l – wektor logistyczny, σ - naprężenie, $S(t)$ macierz symptomu, $v(t)$ – wektor zakłóceń pomiarowych. Warunkiem skorzystania z równania (1) jest konieczność wyznaczenia funkcji $f(x, l, \sigma, t)$, oraz znajomości macierzy $S(t)$. Opis postaci funkcji i doświadczalnej metodyk wy-

znaczenia jej parametrów jest przedmiotem niniejszego artykułu.

3. Model opisu narastania pittingu

Do opisu uszkodzenia bocznej powierzchni zęba pittingiem, wykorzystano metodę opisu kumulacji uszkodzeń pod wpływem zmieniających się przebiegów naprężeń. Do opisu makroskopowego $D(t)$ wewnętrznej degradacji materiału przy izotropowości uszkodzenia, jego miarę w przypadku pittingu można zdefiniować wykorzystując prace Kachanowa, w następujący sposób [2]:

$$D(t) = \frac{A}{A_0}, \quad 0 \leq D(t) \leq 1 \quad (2)$$

Dla takiej funkcji $D(t)$, przy jednokierunkowym obciążeniu, równanie kinetyczne ma następującą postać [3]:

$$\frac{dD}{dt} = C \cdot \left[\frac{\sigma}{1-D} \right]^n \quad (3)$$

gdzie : $C > 0$ i $n > 0$ są stałymi materiałowymi. Wprowadzając oznaczenie X zamiast D , równanie (3) przyjmie postać

$$\frac{dX}{dt} = C \cdot \left[\frac{\sigma}{1-X} \right]^n \quad (4)$$

Ponieważ proces narastania pittingu na powierzchni zęba jest losowy, więc do opisu tego procesu można zastosować metodę randomizacji [3] empirycznego równania (4). Randomizacja równania (4) polega na włączeniu odpowiedniego procesu stochastycznego $Y(t, \gamma)$. Równanie (4) przyjmie postać :

$$\frac{dx}{dt} = C \cdot \left[\frac{\sigma}{1-x} \right]^n \cdot Y(t, \gamma) \quad (5)$$

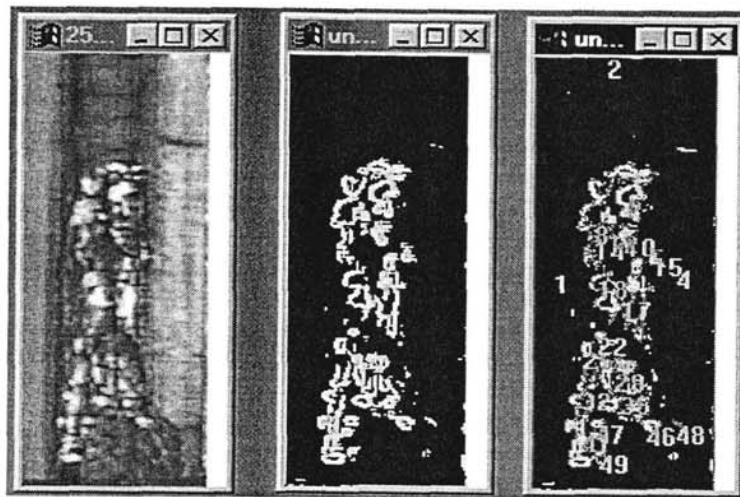
gdzie: $Y(t, \gamma)$ oznacza nieujemny proces stochastyczny, charakteryzujący łączne skutki oddziaływania nieznanymi czynnikami losowymi, powodujących rozrzut prędkości narastania powierzchni spittingowanej. Przyjmuje się, że proces $Y(t, \gamma)$ jest gaussowskim białym szumem. Jak więc widać, obecność szumu modyfikuje zachowanie się powierzchni spittingowanej ; jest to analogiczne do zjawiska występującego w fizyce statystycznej znanego jako przejście fazowe powodowane szumem. Jeśli współczynniki występujące w stochastycznym równaniu (5) spełniają odpowiednie warunki, to rozwiązanie

$X(t)$ jest ciągle z prawdopodobieństwem jeden i jest ono dyfuzyjnym procesem Markowa, a gęstość prawdopodobieństwa przejścia $p(X,t/X_0,t_0)$ spełnia równanie Fokera-Planka-Kołmogorowa [4].

4. Wyznaczenie stałych modelu diagnostycznego

Parametry modelu diagnostycznego (5), wyznaczono dla koła zębatego o zębach prostych o modle $m=4$, liczbie zębów $z_1 = 27$, wykonanego ze stali 40HN,

azotowanego jonowo na głębokość 0,8 mm. Koło pracowało przy obciążeniu momentem $M=610$ Nm. W czasie pracy okresowo rejestrowano za pomocą kamery powierzchnię spittingowaną zębów. Ponadto prowadzono rejestrację on-line wartości RMS i RMS yerk drgań korpusu przekładni, przy użyciu programu DASY-LAB wersja 3.5. Obliczenie powierzchni spittingowanej zęba koła zrealizowano za pomocą programu Image Pro Plus.



Rys.1. Etapy obróbki obrazu powierzchni spittingowanej zęba nr.27.

Obraz powierzchni uzyskany z kamery (rys.1a), poddano filtracji filtrem typu variance o parametrach 3×3 , następnie zastosowano maksymalne wyostrenie γ , oraz ściemniono obraz uzyskując efekt wg rys.1b. Poszczególne etapy obróbki obrazu pokazano na rys.1. Pomiar powierzchni spittingowanej wykonano automatycznie, po zaznaczeniu obszarów wg. rys.1 c. W tabelicy 1 podano przykładowo wartości obliczonej spittingowanej powierzchni zębów o numerach 1,7,10,15.

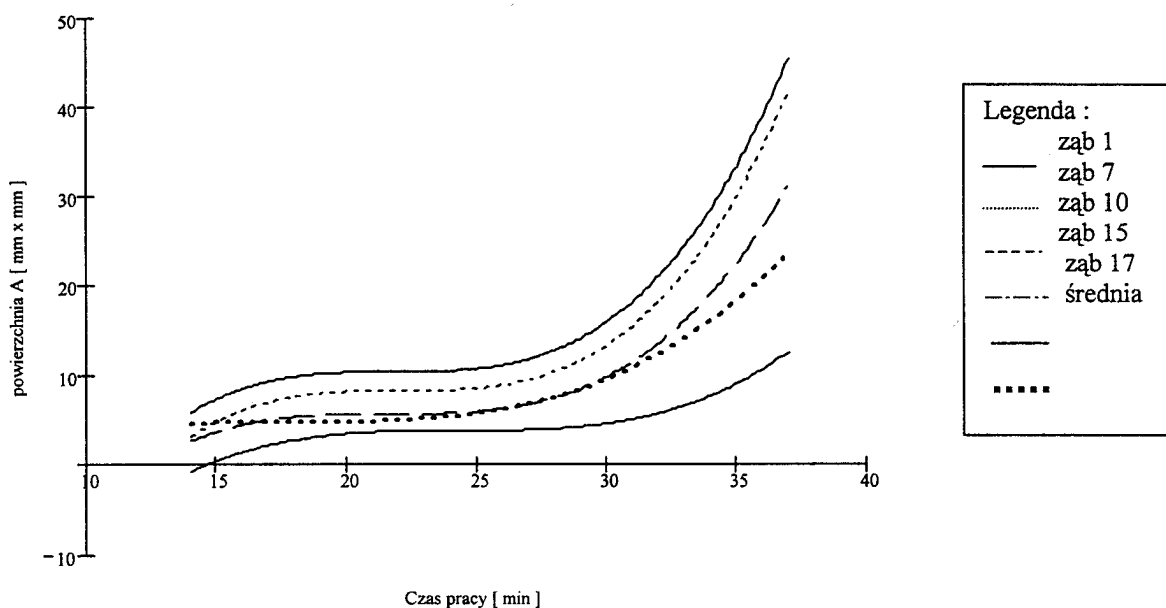
Tabela 1. Zestawienie wyników pomiarów powierzchni spittingowanej kilku zębów koła.

Czas pracy [min]	Nr zęba / powierzchnia spittingowana [mm x mm]			
	1	7	10	15
0	0	0	0	0
7	2,7	0	0	0
10	3,45	0	0	0
14	5,08	3,15	2,72	0
17	5,58	6,09	3,84	4,0
21	10,02	7,87	5,26	4,06
26	10,87	9,93	7,52	5,64
31	12,88	15,4	11,26	7,21
37	26,53	42,1	31,24	18,77

Na rys.2 pokazano wykresy narastania powierzchni spittingowanej, w funkcji czasu pracy przekładni, z zaznaczeniem wartości średniej zużycia 27 zębów przekładni.

W początkowym stadium rozwoju pittingu, następuje nagły szybki skok powierzchni spittingowanej, po którym od pewnego przedziału czasowego następuje powolny liniowy jego rozwój. Po przekroczeniu określonego czasu, następuje tzw. lawinowa forma pittingu, która w końcowej fazie błyskawicznie prowadzi do zużycia całej powierzchni zęba. Można tu znaleźć analogię do rozwoju szczeliny zmęczeniowej, która po przekroczeniu wartości granicznej prowadzi do . bardzo szybkiego eksplozyjnego jej rozwoju.

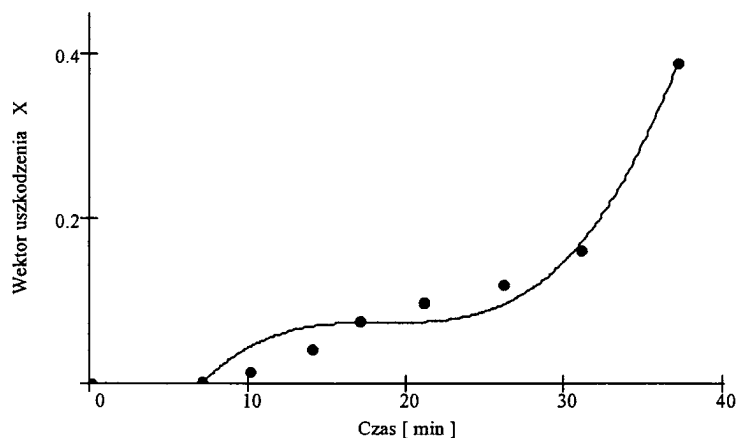
W początkowym stadium rozwoju pittingu, następuje nagły szybki skok powierzchni spittingowanej, po którym od pewnego przedziału czasowego następuje powolny liniowy jego rozwój. Po przekroczeniu określonego czasu, następuje tzw. lawinowa forma pittingu, która w końcowej fazie błyskawicznie prowadzi do zużycia całej powierzchni zęba. Można tu znaleźć analogię do rozwoju szczeliny zmęczeniowej, która po przekroczeniu wartości granicznej prowadzi do . bardzo szybkiego eksplozyjnego jej rozwoju.



Rys.2. Krzywe narastania powierzchni spittingowanej zębów przekładni badawczej.

Na rys.3 pokazano zmianę wektora uszkodzenia X , określanego jako stosunek sumy powierzchni spittingowanej wszystkich zębów do sumy czynnych

powierzchni wszystkich zębów, w funkcji czasu pracy.



Rys. 3. Zmiana wektora uszkodzenia w funkcji czasu pracy przekładni.

Krzywa pokazana na rys.3 jest podstawą do wyznaczenia parametrów modelu określonego równaniem (4). Natomiast rodzina krzywych wyznaczona dla kilku egzemplarzy kół zębatych, jest podstawą do wyznaczenia parametrów modelu określonego zależnością (5).

5. Wnioski

Proces rozwoju pittingu na zębach kół przekładni jest procesem losowym, do opisu którego należy stosować stochastyczne matematyczne modele.

Narastanie zużycia powierzchni zęba pittingiem, w początkowej fazie następuje szybko, po czym prędkość narastania maleje, przyjmując liniowy charakter. Po przekroczeniu określonej liczby cykli, liniowy charakter zużycia zmienia się na silnie nieliniowy a w końcowej fazie przyjmuje postać lawinowego rozwoju prowadzącego do całkowitej degradacji zazębienia. Metodyka pomiaru powierzchni zęba zużytego pittingiem z wykorzystaniem programów do obróbki obrazów, pozwala dosyć dokładnie i szybko wyznaczać zużycie zmęczeniowe bocznej powierzchni zębów.

6. Literatura :

1. Tomaszewski J, Osiński J : „*Diagnostyczny model rozwoju pittingu w przekładniach zębatych*”. II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej. Warszawa 2000, str.242-243
2. Kachanov L.M :”*Introduction to Continuum Damage Mechanics*” . Martinus-Nijhoff Publishers, Dordrecht, The Netherlands, 1986.
3. Sobczyk K., Spencer Jr. B.F.: „*Stochastyczne modele zmęczenia materiałów*”. WNT, Warszawa 1996
4. Sobczyk K.: ”*Stochastyczne równania różniczkowe. Teoria i zastosowania*”. WNT, Warszawa 1996.

Praca powstała w ramach projektu badawczego nr. 7 T07B 009 16 finansowanego przez KBN w latach 1999-2001

METODOLOGIA BADANIA WRAŻLIWOŚCI PROGNOZY STANU TECHNICZNEGO MASZYN

Henryk TYLICKI, Jacek RÓŻYCKI
Akademia Techniczno – Rolnicza, Bydgoszcz

Streszczenie:

W pracy rozpatrzono problem wrażliwości prognozy w zależności od czynników eksploatacyjnych maszyn. Przedstawiono koncepcję programu symulacyjnego do badania wrażliwości prognozy stanu maszyn. Przeprowadzone wstępne badania pozwalają na sformułowanie wniosków odnośnie potrzeby i możliwości badania wrażliwości prognozy stanu maszyn w aspekcie wykorzystania metodyki wyznaczania prognozy w dynamicznym systemie eksploatacji maszyn.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, prognozowanie stanu maszyn, wrażliwość prognozy, metodologia badania wrażliwości prognozy stanu maszyn.

Wstęp

Prognozowanie stanu technicznego maszyn, na podstawie zmiany wartości parametrów diagnostycznych [1], odnoszące się do dłuższego okresu wiąże się z ryzykiem, że prognoza oparta będzie na modelu zdezaktualizowanym, a więc takim którego elementy (optymalny zbiór parametrów diagnostycznych i optymalna metoda prognozowania) nie odzwierciedlają już rzeczywistych związków między stanem technicznym zespołów maszyn a prognozą.

Optymalna prognoza powinna więc być stabilna w całym okresie prognozowania stanu maszyny i stąd konieczność badania jej wrażliwości w zależności od czynników charakterystycznych dla eksploatacji maszyn.

Schemat wyznaczania prognozy składa się z [2] :

- a) wyboru optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych;
- b) wyboru optymalnej metody prognozowania;
- c) oceny jakości prognozy.

Pomiędzy wymienionymi etapami istnieje ścisła więź, która przejawia się w tym, że każdy poprzedni etap wpływa na następny, także chcąc poddać analizie wrażliwość prognozy należy odnieść ją zarówno do poszczególnych etapów jak i także uwzględnić ją w występujących między nimi zależnościach.

Zjawiska zużycia zespołów maszyn są bardzo złożone i na ich kształtowanie wpływa zwykle wiele czynników, zaś uwzględnienie ich wszystkich jest niemożliwe. Dlatego świadomie abstrahując od

działania wszystkich czynników określa się optymalny zbiór parametrów diagnostycznych ze względu na niektóre kryteria, pozostałe traktując jako czynniki wpływające na stabilność tego zbioru. Uważa się, że najważniejszymi wśród nich są :

- a) minimalna liczba elementów szeregu czasowego niezbędna do uruchomienia predykcji;
- b) zmienna niezawodność zespołów maszyn w czasie jego eksploatacji, wynikająca np. z wymiany lub regulacji zespołów oraz zmiennych warunków eksploatacji (np. warunki pracy, warunki klimatyczne, jakość obsługi, inne), powodująca skokowe zmiany wartości parametrów diagnostycznych;
- c) maksymalna wartość kroku czasowego;
- d) liczność optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych.

Niezależnie od wyboru optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych, na podstawie którego wyznacza prognozę, ważną rolę odgrywa także wybór metody prognozowania. Podobnie jak w poprzednim przypadku optymalną metodę prognozowania wybiera się na podstawie niektórych kryteriów, pozostałe traktując jako czynniki na nią wpływające. Uważa się, że najważniejszymi wśród nich są:

- a) horyzont prognozy;
- b) minimalna liczba punktów czasowych niezbędna do uruchomienia predykcji;
- c) liczba punktów czasowych przed czasem t_0 przyjmowana do obliczenia prognozy;
- d) zmienna niezawodność zespołów maszyn w czasie eksploatacji powodująca skokowe zmiany wartości parametrów diagnostycznych.

Reasumując, przystępując do wyznaczania prognozy w postaci terminu diagnozowania zespołów maszyn natrafia się na problemy, które sprowadzają się do następujących pytań:

„Czy optymalny zbiór parametrów diagnostycznych jest stabilny, czy też wykazuje istotne zmiany a jeśli tak to jaki jest charakter tych zmian w zależności od przedstawionych czynników ?”;

„W jaki sposób na stabilność optymalnej prognozy wpływają czynniki charakterystyczne dla eksploatacji maszyn, mianowicie: wartość horyzontu prognozy (o którym może decydować użytkownik maszyny), zmienne warunki eksploatacji i zmienna niezawodność zespołów maszyny ?”.

Trafne rozwiązanie tych problemów jest niezbędne do efektywnego prognozowania stanu maszyn, a tym samym wymusza konieczność badania wrażliwości optymalnej prognozy na powyższe czynniki. Jeżeli badanie wykazuje, że uzyskana prognoza jest stabilna wówczas można ją wykorzystać w dynamicznym systemie eksploatacji maszyny. W przeciwnym wypadku należy podjąć decyzję o modyfikacji założeń i ograniczeń procesu wyznaczania prognozy, np. poprzez świadome nieuwzględnienie czynników wywołujących niestabilność rozwiązania i tym samym zmniejszenie uniwersalności otrzymanego rozwiązania.

1. Metody badania wrażliwości prognozy maszyn

Przedstawiona konieczność badania stabilności prognozy wymaga metod, które pozwolą określić jej wrażliwość na przedstawione czynniki. W tym celu, po przeprowadzeniu modyfikacji niektórych metod badania stabilności modeli ekonometrycznych [3,4], opracowano następujące metody badania wrażliwości optymalnej prognozy. Są to :

1.1. Metoda badania wpływu zmiennej niezawodności zespołów maszyn

Zmienność niezawodności zespołów maszyn, wynikająca np. z ich regulacji lub wymiany jest pierwszym czynnikiem, który należy uwzględnić:

Przy wyborze optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych

Podstawą wnioskowania odnośnie wrażliwości optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych jest określenie stałości tego rozwiązania w funkcji przebiegu (dla kolejnych elementów szeregu czasowego). Stałość rozwiązań świadczy o braku wrażliwości zaś zmienność rozwiązań w funkcji przebiegu wymusza konieczność uwzględnienia wpływu zmiennej niezawodności zespołów maszyn na optymalny zbiór parametrów diagnostycznych w każdym n-tym elemencie szeregu czasowego. Proponuje się wówczas obliczyć wartości współczynnika korelacji liniowej i przyjmuje to rozwiązanie dla którego spełniona jest nierówność :

$$r_{j,n} \geq r_j^{\min} \quad (1)$$

gdzie: r_j^{\min} - przyjęta przez użytkownika minimalna wartość r_j , np. $r_j^{\min} = 0.9$.

Przy wyborze optymalnej metody prognozowania
Podstawą wnioskowania na temat wrażliwości optymalnej metody prognozowania jest określenie zmienności tego rozwiązania w funkcji przebiegu

(czasu pracy) maszyny. Stałość rozwiązań świadczy o braku wrażliwości, zaś niestałość rozwiązań w funkcji przebiegu wymusza konieczność uwzględnienia wpływu zmiennej niezawodności zespołów maszyn na optymalną prognozę w każdym elemencie szeregu czasowego poprzez wyznaczenie prognozy według kryterium minimalnego błędu prognozy. Występowanie tego samego rozwiązania przed i po czynnościach regulacyjnych lub naprawczych oraz w zmiennych warunkach eksploatacji preferuje do stosowania to rozwiązanie.

1.2. Metoda badania wpływu wartości horyzontu prognozy

Horyzont prognozy τ jest wielkością, która wpływa istotnie na prognozę [4]. Podstawą wnioskowania na temat wrażliwości optymalnej prognozy jest określenie stałości wartości błędu prognozy e_p dla różnych wartości horyzontu prognozy τ .

Stałość wartości e_p świadczy o braku wrażliwości, zaś niestałość wymusza konieczność określenia wartości horyzontu prognozy τ poprzez przyjęcie maksymalnej wartości dopuszczalnej błędu prognozy e_p według zależności:

$$\tau^* = \tau_{n^*} \quad n^* = 1, \dots, N \quad \wedge \quad e_p(\tau_{n^*}) < e_p^{\max} \quad (2)$$

Ponadto za pracą [3] wprowadza się ograniczenie odnośnie wartości τ w postaci :

$$\tau \leq 3\Delta t \quad (3)$$

gdzie: Δt - wartość kroku czasowego.

1.3. Metoda badania wpływu liczby elementów szeregu czasowego na prognozę

Rozpatruje się dwa problemy :

Określenie minimalnej liczby elementów szeregu czasowego

Minimalna liczba elementów niezbędna do uruchomienia predykcji jest następnym czynnikiem, który należy wziąć pod uwagę przy wyznaczaniu optymalnej prognozy. Jako podstawę wnioskowania proponuje się przyjąć :

- minimalną wartość elementów szeregu czasowego, niezbędną dla obliczenia prognozy według określonej metody prognozowania, n_p ;
- maksymalną wartość horyzontu prognozy, $\tau = 3\Delta t$.

Minimalną liczbę punktów czasowych n_{\min} oblicza się wówczas z wyrażenia :

$$n_{\min} \geq n_p + 3 \quad (4)$$

Dodatkowo należy sprawdzić ostatni n-ty element minimalnej liczby elementów szeregu czasowego poprzez określenie czy spełniona jest nierówność (1). W przypadku negatywnego wyniku sprawdzenia, dobór elementów kontynuuje się do chwili otrzymania pozytywnego wyniku sprawdzenia.

Określenie liczby punktów czasowych przed czasem t_b

Jako podstawę do wnioskowania o liczbie elementów przed czasem t_b przyjmowaną do obliczeń wyznaczania prognozy proponuje się przyjąć minimalną liczbę elementów n_{\min} (3) według zależności:

$$n_{\min}(t_b) \geq n_p \quad (5)$$

Dodatkowo sprawdza się ostatni n-ty element niezbędnej liczby elementów $n_{\min}(t_b)$ poprzez określenie czy spełniona jest nierówność :

$$e_p(n_{\min}(t_b)) < e_p^{\max} \quad (6)$$

gdzie: e_p^{\max} - maksymalna dopuszczalna wartość błędu prognozy akceptowana przez użytkownika, np. $e_p^{\max} < 10\%$

W przypadku negatywnego wyniku sprawdzenia, dobór elementów szeregu czasowego kontynuuje się do chwili otrzymania pozytywnego wyniku sprawdzenia.

1.4. Metoda badania wpływu liczności optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych na prognozę

W wyniku optymalizacji zbioru parametrów diagnostycznych otrzymuje się optymalny zbiór parametrów diagnostycznych. W zależności od wyniku rozwiązania może być to zbiór jednoelementowy lub zbiór wieloelementowy. Dla potrzeb obliczenia prognozy proponuje się obliczenie wag ważności parametrów diagnostycznych w_j według zależności:

$$w_j = 1 - \frac{r_{ji}}{\sum_{j=1}^J r_{ji}} \quad (7)$$

gdzie: r_{ji} - odległość od punktu idealnego [2]

W przypadku zbioru jednoelementowego wartość $w_j=1$, w przypadku zbioru wieloelementowego wartość $w_j \in (0,1)$.

W celu obliczenia optymalnej prognozy DP^o proponuje się skorzystać z zależności:

$$DP^o = \frac{\sum_{j=1}^J DP_j^o}{\sum_{j=1}^J w_j}, \quad DP_j^o = \langle t_{jbi}^o \rangle \quad (8)$$

Podstawą wnioskowania na temat wrażliwości optymalnej prognozy jest określenie stałości wartości błędu prognozy $e_p(6)$ dla różnej liczebności optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych Y^o . Stałość wartości e_p świadczy o braku wrażliwości, niestałość zaś wymusza konieczność zdeklarowania poziomu akceptacji zbioru Y^o poprzez przyjęcie maksymalnej dopuszczalnej wartości błędu prognozy e_p według zależności:

$$e_p(Y^o) < e_p^{\max} \quad (9)$$

W przypadku negatywnego wyniku sprawdzenia, dobór parametrów diagnostycznych realizuje według innych kryteriów np. według indywidualnych preferencji użytkownika.

2. Program symulacyjny do badania wrażliwości prognozowania stanu maszyn.

W celu zautomatyzowania pracy opracowano projekt programu symulacyjnego do badania wrażliwości prognozowania stanu maszyn.

Założenia funkcjonalne

Wrażliwość prognozy jest badana w zależności od:

- wyboru horyzontu prognozy,
- liczby pomiarów sygnałów diagnostycznych przed terminem badania przyjmowanym do obliczenia prognozy,
- minimalnej liczby punktów czasowych niezbędnych do uruchomienia predykcji,
- zmiennej niezawodności analizowanych maszyn spowodowanych np. naprawą,
- częstotliwości pomiarów sygnałów diagnostycznych (wielkości kroku czasowego),
- wyboru określonych sygnałów diagnostycznych.

Program umożliwia wprowadzanie następujących informacji:

- struktury analizowanych maszyn wraz z opisem dotyczącym poszczególnych podzespołów,
- wartości sygnałów diagnostycznych
- określenie parametrów badania takich jak:
 - wartości graniczne sygnałów,
 - horyzont prognozy,
 - przedział ufności,
 - numer badania,

- liczby pomiarów sygnałów diagnostycznych przed terminem badania przyjmowanym do obliczenia prognozy.

Program umożliwia generowanie zestawień (w tym zestawień tabelarycznych i wykresów) określających wartości:

- błędów prognozy,
- promienia przedziału granicy tolerancji prognozy,
- wartości terminu prognozowania.

Moduły programu

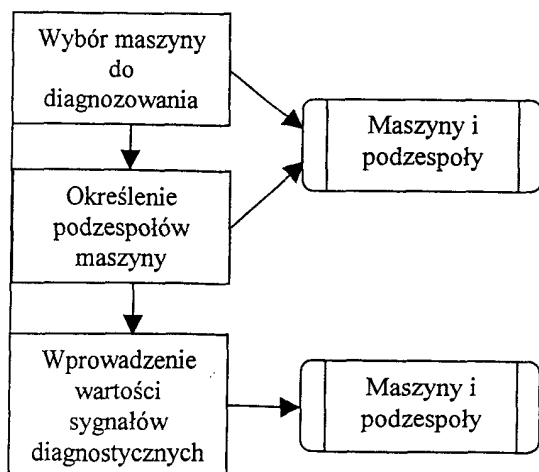
Program podzielony jest na następujące moduły:

- wprowadzania danych zewnętrznych,
- przeprowadzania badań (symulacji),
- procedur obliczeniowych,
- raportów.

Diagram przepływu danych.

Moduł wprowadzania danych zewnętrznych

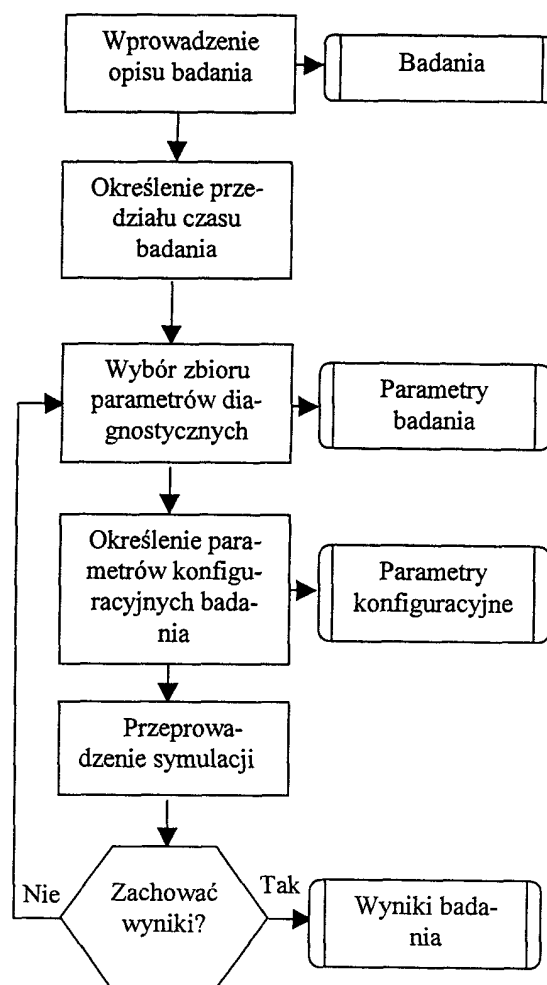
Umożliwia wprowadzanie danych o wybranych maszynach i podzespołach maszyn. Dane przechowywane są w formacie drzewa, którego wierzchołkami są maszyny, z jednym poziomem zagłębienia, w których przechowywane są dane dotyczące podzespołów. Dla każdego wierzchołka liścia mogą być wprowadzane wartości parametrów diagnostycznych o określonej nazwie.



Rys.1. Przepływ danych w module wprowadzania danych zewnętrznych.

Moduł przeprowadzania badań

Umożliwia przeprowadzanie badań symulacyjnych. Dla wybranych sygnałów diagnostycznych określa się parametry konfiguracyjne – po przeprowadzeniu symulacji wyniki badania mogą zostać zachowane.



Rys.2. Przepływ danych w module przeprowadzania badań.

3. Badanie wrażliwości prognozy na przykładzie zespołów pojazdu

Celem badań było określenie zależności prognozy od wartości horyzontu prognozy τ . Przedmiotem badań były zespoły i układy samochodów STAR 29 i STAR 200 oraz układy i zespoły silnika UTD-20 [2]. Zakres badań obejmował pomiary wartości parametrów diagnostycznych zespołów i układów samochodu oraz silnika. Charakteryzowały się one różnym przebiegiem w czasie rozpoczęcia badań, co umożliwiło zebranie wyników w zakresie przebiegu 1000 - 216000 km.

W celu określenia zależności optymalnej prognozy DP^o od wartości τ przyjęto do badań następujące wartości horyzontu prognozy:

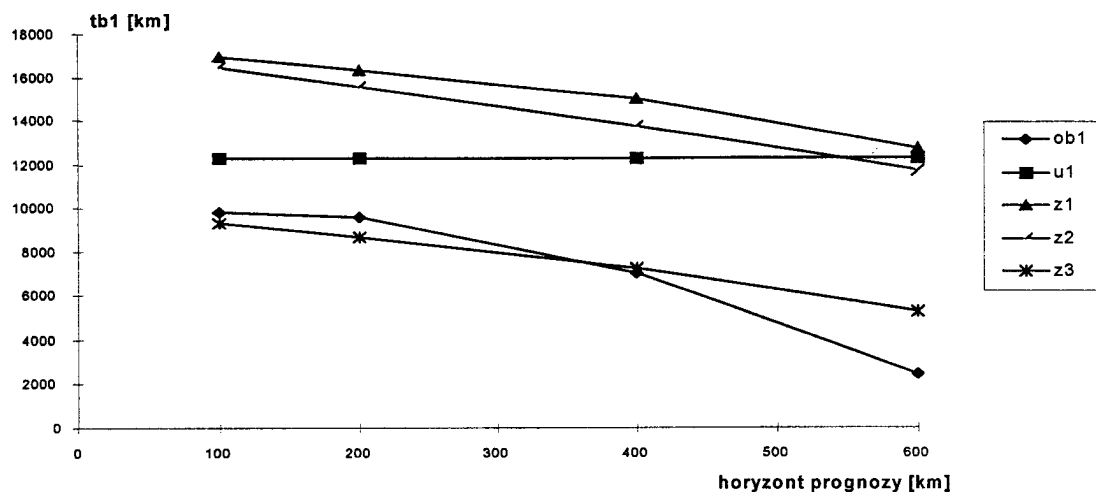
a) dla silnika UTD-20(ob1), jego układów (u1) i zespołów (z1, z2, z3): $dt_1 = 100$ km, $dt_2 = 200$ km, $dt_3 = 400$ km, $dt_4 = 600$ km;

Przyjęte wartości stanowią odpowiednio 50%, 100%, 150% i 300% wartości średniego kroku cza-

sowego w rozpatrywanych szeregach czasowych (t_1 , t_b).

Ponadto przyjęto współczynnik ufności $1 - \gamma = 0.95$ i odpowiednio: wartość promienia przedziału granicy błędu prognozy $r_{\sigma\tau}$ i termin diagnozowania t_{b1} (próg

alarmowy) [1]. Interpretację graficzną zmiany wartości elementów DP^o w zależności od różnych wartości horyzontu prognozy dla silnika UTD-20 przedstawiono na rys.3.



Rys.3. Zmiana wartości terminu kolejnego diagnozowania t_{b1} w zależności od horyzontu prognozy τ

Analizując wyniki obliczeń oraz odpowiadające im interpretacje graficzne zmiany DP^o w zależności od horyzontu prognozy τ (rys.1) stwierdzono, że :

1. Zwiększenie wartości horyzontu prognozy τ powoduje wzrost wartości promienia przedziału granicy tolerancji prognozy $r_{\sigma\tau}$ i zmianę wartości terminu t_{b1} oraz nieznaczny wzrost błędu prognozy e_p .
2. Zmiana wartości horyzontu prognozy τ w przypadku metody parametru uogólnionego (u1) nie powoduje zmiany prognozy, z wyjątkiem nieznacznej zmiany błędu prognozy e_p .
3. Największe zmiany DP^o występują dla grupy zespołów silnika UTD-20. Spowodowane może być to nierówną wartością kroku czasowego analizowanego szeregu czasowego, pozostałe obiekty badań (z równymi krokami czasowymi - obiekty grupy samochodów STAR) wykazują zmiany kilkuprocentowe.
4. Zwiększenie wartości horyzontu prognozy τ zwiększa wartość błędu prognozy e_p oraz wartość promienia przedziału granicy tolerancji prognozy $r_{\sigma\tau}$ co wymusza konieczność odwołania się do warunku (2) i przyjęcie przez użytkownika akceptowanej przez niego wartości horyzontu prognozy τ^o .

Podsumowanie i wnioski

W wyniku przeprowadzonych badań wrażliwości optymalnej prognozy na przykładzie zespołów pojazdu stwierdzono:

1. Zmiana wartości horyzontu prognozy τ powoduje, w przypadku wszystkich metod prognozowania z wyjątkiem metody parametru uogólnionego, zmianę wartości składników optymalnej prognozy DP^o . Wzrost wartości τ powoduje:

- a) wzrost wartości błędu prognozy e_p ;
- b) wzrost wartości promienia przedziału granicy tolerancji prognozy r_{σ} ;
- c) zmniejszenie wartości terminu następnego diagnozowania obsługiwanego t_{b1} .

Powoduje to konieczność, w przypadku przyjęcia $\tau > \Delta t_k$ sprawdzenia czy $t_{b1} > t_b$. W przypadku gdy nierówność ta nie jest spełniona należy zmniejszyć wartość τ . Na podstawie analizy wyników, stwierdza się, że maksymalną wartością horyzontu prognozy τ_{max} w myśl (2) jest $\tau_{max} = 3 \Delta t_k$.

2. Konieczne jest przeprowadzenie badań symulacyjnych wrażliwości prognozy na pozostałe czynniki sformułowane w punkcie 1 niniejszego opracowania z ewentualnym rozszerzeniem badań na inne grupy maszyn.
3. Przedstawiona metodyka badania wrażliwości prognozy oraz wnioski z przeprowadzonych badań

(wpływ horyzontu prognozy na optymalną prognozę) pozwala sformułować tezę odnośnie potrzeby i możliwości badania wrażliwości prognozy stanu maszyn w aspekcie jej wykorzystania w dynamicznym systemie eksploatacji maszyn.

Literatura

1. Tylicki H.: Conception of the optimization of devices technical condition forecasting process. *Machine Dynamics Problems*, 9 (1994), Warszawa 1995.
2. Tylicki H.: Synteza optymalnej diagnozy prognostycznej zespołów pojazdu mechanicznego. *Materiały seminarium IPM WAT, Warszawa: WAT 1996*, s. 62-78.
 3. Waszkiewicz L.: Weryfikacja procedur prognostycznych. PWE, Warszawa 1975.
 4. Zeliaś A.: Teoria prognozy. PWE, Warszawa 1984.
 5. Tylicki H., Różycki J.: Badania wrażliwości prognozy stanu technicznego maszyn. *Materiały konferencji Forum Młodych' 2000, Bydgoszcz - Borówno 2000*, s. 223-230.

ZASTOSOWANIE ANALIZY MODALNEJ W DIAGNOSTYCE MASZYN

Tadeusz UHL

Akademia Górniczo – Hutnicza w Krakowie

Al. Mickiewicza 30

30-059 Kraków

e-mail: tuhl@rob.wibro.agh.edu.pl

Streszczenie. W pracy przedstawiono wybrane aspekty zastosowań analizy modalnej w diagnostyce maszyn. Przedstawiono techniki analizy modalnej, które mogą być wykorzystane do realizacji analizy modalnej dla celów diagnostycznych. Pokazano zastosowanie eksploatacyjnej analizy modalnej do wykrywania uszkodzeń w konstrukcjach, poprzez estymację energii odkształceń.

1. Wstęp

Analiza modalna jest pewną metodą oceny własności dynamicznych konstrukcji. Może ona być realizowana jako teoretyczna lub doświadczalna. W teoretycznej analizie modalnej na podstawie modelu strukturalnego obiektu wyznacza się zbiór częstości własnych, współczynników tłumienia dla częstości własnych oraz postaci drgań własnych. Wielkości te pozwalają na symulacje zachowania się konstrukcji przy dowolnych wymuszeniach, doborze sterowań w aktywnych metodach ograniczania drgań, modyfikacji konstrukcji w celu osiągnięcia żądanych charakterystyk dynamicznych i wielu innych gdzie istotna jest znajomość własności dynamicznych. Teoretyczna analiza modalna jest często w literaturze dotyczącej metody elementów skończonych nazywana rozwiązaniem zagadnienia własnego [8]. Teoretyczna analiza modalna ma zastosowanie w procesie projektowania, gdy nie ma możliwości realizacji eksperymentu na obiekcie. W diagnostyce stanu konstrukcji o wiele częściej stosuje się eksperymentalną analizę modalną. Eksperymentalna analiza modalna polega w większości istniejących rozwiązań na wymuszeniu określonego ruchu układu oraz pomiar odpowiedzi i wymuszenia. Istnieją również metody pozwalające na identyfikację modelu modalnego na podstawie pomiaru jedynie odpowiedzi [9].

2. Wybrane metody analizy modalnej

Spośród metod eksperymentalnej analizy modalnej, największe zastosowanie w praktyce badań diagnostycznych mają dwie metody:

- Analiza modalna za pomocą testu impulsowego [8]

- Analiza modalna realizowana poprzez pomiar drgań w czasie normalnej eksploatacji (eksploatacyjna analiza modalna) [9]

Pierwsza z metod jest stosowana w przypadku gdy jest możliwość wyłączenia konstrukcji z eksploatacji oraz wymuszenia ruchu za pomocą mierzzonego impulsu siły uderzenia. Tego typu badania modalne stosuje się dla konstrukcji, dla których nie ma możliwości wykonania klasycznego testu modalnego z wymuszeniem konstrukcji za pomocą sterowanego harmonicznego wymuszenia. Jest to metoda stosunkowo prosta w realizacji, mało pracochłonna, ale uzyskiwane za jej pomocą wyniki należy traktować jako przybliżone. Jednak w wielu praktycznych przypadkach, szczególnie w diagnostyce maszyn jest stosowana z powodzeniem. Drugą z metod stosuje się w przypadku gdy nie ma możliwości zastosowania sterowanego wymuszenia oraz gdy nie można wyłączenia konstrukcji z normalnej eksploatacji. Ten rodzaj analizy modalnej może być realizowany on-line i ma szczególne znaczenie w diagnostyce.

2.1. Test modalny za pomocą wymuszenia impulsowego

Test modalny za pomocą wymuszenia impulsowego realizowany jest poprzez wymuszenie drgań konstrukcji za pomocą uderzenia. Test ten wymaga pomiaru zarówno wymuszenia jak i odpowiedzi układu. Na podstawie zmierzonych sygnałów wymuszenia i odpowiedzi układu dokonuje się estymacji charakterystyk częstotliwościowych w wielu punktach konstrukcji [8]. Wykorzystuje się dwa podstawowe podejścia, jedno w którym w czasie pomiaru zmienia się miejsce uderzenia a czujnik pozostawia w niezmienionej pozycji co pozwala na estymację elementów wiersza macierzy charakterystyk, oraz drugie w którym dokonuje się uderzenia w jednym punkcie a zmienia się miejsce pomiaru odpowiedzi co pozwala na estymację kolumny macierzy charakterystyk. W ten sposób uzyskane przebiegi charakterystyk częstotliwościowych dają identyczne informacje o dynamice układu, gdyż dla układów liniowych, dla których ma zastosowanie metoda analizy modalnej macierz

charakterystyk częstotliwościowych jest macierzą symetryczną. Najczęściej w każdym punkcie konstrukcji dokonuje się pomiaru kilkakrotnie co pozwala na uzyskanie nieobciążonego estymatora charakterystyk częstotliwościowych poprzez uśrednianie. Do estymacji parametrów modelu modalnego na podstawie zmierzonych za pomocą testu impulsowego charakterystyk częstotliwościowych można dokonać kilkoma metodami zarówno w dziedzinie czasu, jak i w dziedzinie częstotliwości. Do najczęściej stosowanych metod należą metody „curve fitting” w dziedzinie częstotliwości oraz metody LSCE w dziedzinie czasu. Przejście z dziedziny częstotliwości do dziedziny czasu dokonuje się poprzez odwrotną transformatę FFT, która w wyniku daje odpowiedź impulsową układu, która z kolei jest podstawą zastosowania metody LSCE do estymacji parametrów modelu modalnego. Opracowano również metody, które umożliwiają identyfikację modelu modalnego bezpośrednio ze zmierzonego przebiegu czasowego odpowiedzi układu na wymuszenie impulsem np. metoda ITD. [10]. W praktyce badań modalnych metodę wymuszenia impulsowego stosuje się stosunkowo często, pomimo tego, że uzyskiwane z niej wyniki są wynikami bardzo przybliżonymi. Głównym powodem błędów tej metody jest niestacjonarny charakter zmierzonych sygnałów oraz niezbyt dobre wymuszenie wszystkich występujących w układzie fizycznych postaci drgań własnych. Utrudnieniem w uzyskaniu dokładnych wyników jest też krótkotrwałość mierzonej odpowiedzi oraz brak powtarzalności wymuszenia. Przyczyną, dla której metoda ta jest często wykorzystywana jest łatwość pomiarów oraz realizacji eksperymentu identyfikacyjnego.

2.2. Eksploatacyjna analiza modalna

Eksploatacyjna analiza modalna jest metodą identyfikacji modelu modalnego konstrukcji bez konieczności pomiaru wymuszenia. Metoda ta została przedstawiona w wielu pracach [1,2,3,4,5,6,7,9], a jej praktyczna implementacja była przedmiotem projektu Europejskiego SINOPSYS [11]. W praktyce istnieje kilka podstawowych algorytmów jej realizacji, zarówno w dziedzinie czasu [4,5,6,7], jak i w dziedzinie częstotliwości [1,2,3].

Zaletą stosowania tych metod identyfikacji jest zachowanie warunków wymuszenia, warunków brzegowych oraz rozkładu obciążeń charakterystycznych dla eksploatacji badanego obiektu. Warunki te są trudne, a często wręcz niemożliwe do realizacji w czasie eksperymentu czynnego przeprowadzanego w warunkach laboratoryjnych. Metody identyfikacji oparte o pomiary eksploatacyjne można podzielić na następujące grupy:

- Metody realizowane na bazie korelacji własnej i wzajemnej [2],

- Metody realizowane na bazie funkcji autoregresji dla sygnałów odpowiedzi [5],
- Metody realizowane w podprzestrzeni stochastycznej [6].
- Metody realizowane w dziedzinie częstotliwości w oparciu o aproksymacje zmierzonych charakterystyk częstotliwościowych za pomocą modelu modalnego (Peak-Piking) [3]
- Metoda dekompozycji w dziedzinie częstotliwości (FDD) [2]

W pierwszym etapie procedur realizowanych w dziedzinie czasu wyznacza się funkcję korelacji własnej sygnałów odpowiedzi oraz korelacji wzajemnej sygnałów odpowiedzi i sygnału odniesienia. Można wykazać, że funkcja korelacji może być wyrażona za pomocą tłumionych funkcji harmonicznych dla układu MIMO (układy z wieloma wejściami i wieloma wyjściami) wymuszonego za pomocą wymuszenia losowego. Do wyznaczenia parametrów modelu modalnego można zastosować metodę [5], [6] LSCE (ang. Least Squares Complex Exponential) za pomocą której aproksymuje się przebieg funkcji korelacji sumą zanikających wykładniczo funkcji harmonicznych. Metoda ta stosowana do odpowiedzi impulsowej układu jest dobrze znaną techniką w klasycznej eksperymentalnej analizie modalnej dającą estymatory globalne biegunów układu. Przez biegun układu jest rozumiany pierwiastek mianownika funkcji przejścia. Można udowodnić [9], że funkcja korelacji wzajemnej może być wykorzystana w identyfikacji parametrów modelu modalnego w sposób identyczny jak odpowiedź impulsowa układu.

Odpowiedź impulsowa wywołana przyłożeniem impulsu Diraca w punkcie k mierzona jako odpowiedź w punkcie i ma postać:

$$x_{ik}(t) = \sum_{r=1}^n \frac{\Psi_{ir} \Psi_{kr}}{m_r \omega_{rd}} \exp(-\xi_r \omega_m t) \sin(\omega_{rd} t) \quad (1)$$

gdzie; ω_m oznacza częstość drgań własnych, ω_{rd} oznacza częstość drgań własnych tłumionych. Funkcja korelacji wzajemnej wyznaczona dla dwóch sygnałów odpowiedzi w punkcie i i j wywołanych wymuszeniem w postaci białego szumu przyłożonego w punkcie k ma postać:

$$R_{ijk}(T) = E[x_{ik}(t+T)x_{jk}(t)] \quad (2)$$

gdzie; E oznacza operator wartości oczekiwanej. Podstawiając rozwiązanie w postaci (1) do definicji korelacji wzajemnej danej wzorem (2) oraz przyjmując założenie, że wymuszenie jest białym szumem dla którego funkcja korelacji jest stałą α_k pomnożoną przez deltę Diraca $\delta(t)$, otrzymano:

$$R_{ijk}(T) = \sum_{r=1}^n \sum_{s=1}^n \alpha_k \Psi_{ir} \Psi_{kr} \Psi_{js} \Psi_{ks} \int_0^{\infty} g_r(\lambda + T) g_s(\lambda) d\lambda \quad (3)$$

gdzie; $\lambda = t - \tau$ oraz zmieniono granice całkowania ze względu na postać funkcji g i przyczynowość układu.

Po wstawieniu odpowiedzi impulsowych do wzoru na funkcję korelacji wzajemnej otrzymano:

$$R_{ijk}(T) = \sum_{r=1}^n [A_{ijk} \exp(-\xi_r \omega_m T) \cos(\omega_{rd} T) + B_{ijk} \exp(-\xi_r \omega_m T) \sin(\omega_{rd} T)] \quad (4)$$

gdzie; A_{ijk}, B_{ijk} są niezależne od T i są funkcjami parametrów modelu modalnego,

$$\begin{cases} A_{ijk} \\ B_{ijk} \end{cases} = \sum_{s=1}^n \left\langle \frac{\alpha_k \Psi_{ir} \Psi_{kr} \Psi_{js} \Psi_{ks}}{m_r \omega_{rd} m_s \omega_{sd}} \cdot \int_0^{\infty} \exp[-(\xi_r \omega_m - \xi_s \omega_m) \lambda] \sin(\omega_{sd} \lambda) \begin{cases} \sin(\omega_{sd} \lambda) \\ \cos(\omega_{sd} \lambda) \end{cases} d\lambda \right\rangle \quad (5)$$

Równanie (4) pokazuje zależność pomiędzy funkcją korelacji wzajemnej, która ma postać sumy wykładniczo zanikających funkcji harmonicznnych, a impulsową funkcją przejścia stosowaną w klasycznej analizie modalnej do identyfikacji parametrów modeli modalnych. Dla bezpośredniego wykorzystania tak przedstawionej funkcji korelacji do analizy modalnej wykorzystując zależność (5) po wykonaniu całkowania można przekształcić zależność (4) do postaci:

$$R_{ij}(T) = \sum_{r=1}^n \frac{\Psi_{ir} G_{jr}}{m_r \omega_{rd}} \exp(-\xi_r \omega_m T) \sin(\omega_{rd} T + \vartheta_r) \quad (6)$$

gdzie; nowy kąt przesunięcia fazowego ϑ_r oraz stała G_{jr} dane są wzorami:

$$\begin{aligned} \tan(\vartheta_r) &= I_{rs} / J_{rs} \\ I_{rs} &= 2\omega_{rd} (\xi_r \omega_m + \xi_s \omega_{sm}) \\ J_{rs} &= (\omega_{sd}^2 - \omega_{rd}^2) + (\xi_r \omega_m + \xi_s \omega_{sm})^2 \\ \beta_{jkrs} &= \alpha_k \Psi_{kr} \Psi_{js} \Psi_{ks} / m_s \\ G_{jr} &= \frac{\Psi_{jr}}{m_r \omega_{rd}} \sum_{s=1}^n \sum_{k=1}^n \beta_{jkrs} (I_{rs}^2 + J_{rs}^2)^{-1/2} \end{aligned} \quad (7)$$

Metoda LSCE identyfikacji parametrów modelu modalnego jest metodą realizowaną w dziedzinie czasu dającą globalne oszacowanie (wyznaczone na podstawie charakterystyk mierzonych w wielu punktach konstrukcji) parametrów modelu w postaci częstości własnych i modalnych współczynników tłumienia. Podstawą do wyznaczania modeli modalnych w tej metodzie jest zmierzony przebieg impulsowej funkcji przejścia, w metodzie identyfikacji na podstawie pomiaru odpowiedzi układu na nieznanne wymuszenie impulsowa funkcja przejścia jest zastępowana przez funkcję korelacji wzajemnej.

Pomiar w tej metodzie polega na wielokanałowym pomiarze drgań podczas eksploatacji obiektu, przy czym muszą być wybrane punkty odniesienia na konstrukcji, w których czujniki pozostają zawsze, w każdej sesji pomiarowej. Najczęściej przyjmuje się, że położenie tych czujników umożliwi pomiar w trzech kierunkach przyjętego kartezjańskiego układu współrzędnych.

Wyżej opisany algorytm identyfikacji parametrów modelu modalnego opracowany przez autorów pracy został zaimplementowany w systemie CADA-X oraz systemie VIOMA w ramach projektu EUREKA „Sinopsys”, którego współwykonawcą jest autor pracy [9]. Metody te zespół kierowany przez autora zastosował do badań dynamiki fundamentu turbozespołu, wentylatorów, przekładni dużej mocy i śmigłowca.

Innym rodzajem metod są metody realizowane w dziedzinie częstotliwości. Do najbardziej znanych i mających swoje implementacje w oprogramowaniu jest metoda FDD (Frequency Domain Decomposition).

W metodzie tej wykorzystuje się związki pomiędzy gęstością widmową mocy sygnału odpowiedzi układu, na wymuszenie eksploatacyjne (nie mierzone w czasie badań) a parametrami modelu modalnego. Związek ten można, przy założeniu że wymuszenie jest białym szumem zapisać w postaci:

$$G_{yy}(j\omega) = \sum_{k=1}^N \frac{d_k \phi_k \phi_k^T}{j\omega - \lambda_k} + \frac{\bar{d}_k \bar{\phi}_k \bar{\phi}_k^T}{j\omega - \bar{\lambda}_k} \quad (8)$$

Zależność ta nazywana jest dekompozycją modalną macierzy gęstości widmowej mocy odpowiedzi.

W pierwszym kroku procedury dokonuje się pomiaru wielokanałowej odpowiedzi układu, a w szczególności gęstości widmowej mocy odpowiedzi (PSD- Power Spectral Density). PSD stanowi więc macierz dla dyskretnych wartości częstości $\omega = \omega_i$.

W kolejnym kroku procedury wyznacza się dekompozycję tej macierzy na wartości osobliwe (SVD- Singular Value Decomposition):

$$G_{yy}(j\omega) = U_i S_i U_i^H \quad (9)$$

gdzie macierz $U_i = [u_{i1}, u_{i2}, \dots, u_{im}]$ jest macierzą zawierającą wektory osobliwe u_i oraz macierz diagonalną S_i zawierającą skalarnie wielkości wartości osobliwych s_{ij} . W pobliżu maksimum PSD odpowiadającego k -tej postaci drgań lub w pobliżu k -tej postaci drgań postać ta dominuje w odpowiedzi układu i w tym obszarze układ może być traktowany jako układ o jednym stopniu swobody. W takim przypadku wektor osobliwy stanowi estymator wektora własnego:

$$\phi = u_{i1} \quad (10)$$

oraz odpowiadająca wartość osobliwa jest gęstością widmową mocy odpowiedzi układu o jednym stopniu swobody. Taka gęstość widmowa mocy jest

identyfikowana poprzez porównanie estymatora wektora własnego ϕ z wektorami osobliwymi dla częstości w pobliżu maksimum. Porównanie to wykonuje się za pomocą wskaźnika MAC [2]. Ta wartość osobliwa dla której MAC jest największy stanowi odpowiedź układu o jednym stopniu swobody. Z tej części odpowiedzi w kolejnym kroku procedury wyznacza się częstość własną układu oraz współczynnik tłumienia modalnego. Metoda ta daje zadowalające wyniki tylko w przypadku gdy wszystkie postacie są dobrze odseparowane jedna od drugiej.

3. Metoda oceny energii odkształceń w zastosowaniu do diagnostyki

Jedną z dziedzin w której znajduje szerokie zastosowanie analiza modalna jest wykrywanie, lokalizacja oraz ocena wielkości uszkodzenia konstrukcji.

Metody oceny uszkodzenia konstrukcji z zastosowaniem analizy modalnej można podzielić na metody:

1. Analityczne
2. Eksperymentalne

W metodach analitycznych wykorzystuje się zarówno wyniki symulacji modeli elementów skończonych jak również wyniki przeprowadzonego testu modalnego. Klasycznym przykładem takiej metody jest metoda polegająca na dostrajaniu modelu elementów skończonych badanej konstrukcji na podstawie wyników jej badań modalnych przeprowadzanych okresowo w czasie eksploatacji obiektu. Zmiany modelu podczas dostrajania są wskaźnikiem zmian zachodzących w badanym obiekcie. Typowo eksperymentalna metodą jest porównywanie częstości własnych wyznaczanych w pewnych odstępach czasu. Zmiany tych częstości mogą być symptomem powstałego w układzie uszkodzenia. Jednak metoda ta jest w wielu praktycznych przypadkach zbyt mało czuła na powstałe uszkodzenia. Bardziej czuła jest zmiana zidentyfikowanych częstości układu na błędy pomiarowe i zakłócenia niż na powstające w konstrukcji uszkodzenie. O wiele bardziej czułe na uszkodzenia konstrukcji są postacie drgań. Można je wykorzystać do wykrywania uszkodzenia konstrukcji na kilka sposobów [12,13,15,16]. Do podstawowych należą:

1. Porównanie współczynników MAC i COMAC dla postaci zmierzonych w pewnych odstępach czasu w czasie eksploatacji i wykrywanie zmian na skutek zmian stanu obiektu [9]
2. Wyznaczanie zmian energii odkształcenia na skutek powstającego uszkodzenia na podstawie znajomości postaci drgań [15,16].

Współczynniki MAC i COMAC są miarami podobieństwa wektorów [9] i ich wartość zmienia się w granicach od 1 dla dwóch identycznych postaci (wektorów własnych) do zera dla dwóch różnych (ortogonalnych) wektorów. Współczynnik MAC dotyczy postaci drgań własnych na całej konstrukcji, natomiast COMAC dotyczy wybranych obszarów konstrukcji. Współczynnik COMAC jest bardziej czuły na zmiany wektorów własnych wywołane uszkodzeniem.

Druga z wymienionych metod polega na badaniu zmian w przebiegu postaci drgań, a w szczególności drugich pochodnych postaci po współrzędnych, czyli zmian energii odkształcenia związanych z daną postacią i danym uszkodzeniem konstrukcji. Wyróżnić można tutaj również podejście czysto eksperymentalne, w którym energię odkształcenia oblicza się na podstawie zmierzonych postaci drgań [12] oraz eksperymentalno-analityczne, w którym konieczna jest znajomość macierzy sztywności układu [15,16].

Wskaźnik uszkodzenia zdefiniowany na podstawie energii odkształcenia w metodzie eksperymentalnej ma postać:

$$\beta_{ik} = \frac{(U_{ik} + U_k)U_k}{(U_{ik} + U_k)U_k} \quad (11)$$

gdzie: U_{ik} energia odkształcenia w punkcie i dla k -tej postaci drgań własnych

$$U_{ik} = \int_a^b [\dot{\phi}_i''(x)]^2 dx, \quad U_k = \int_0^L [\dot{\phi}_i''(x)]^2 dx, \quad (12)$$

$$U_{ik} = \int_a^b [\dot{\phi}''(x)]^2 dx, \quad U_k = \int_0^L [\dot{\phi}''(x)]^2 dx$$

ϕ jest wektorem modalnym dla konstrukcji nieuszkodzonej, natomiast $\bar{\phi}$ jest wektorem modalnym dla konstrukcji uszkodzonej, a a i b są granicami obszaru w którym bada się możliwość powstania uszkodzenia, natomiast L jest długością belki.

Powyzsze wzory są spełnione dla konstrukcji belkowych, jednak mogą one być uogólnione na innego rodzaju konstrukcje.

W przypadku rozważania więcej niż jednej postaci drgań wskaźnik uszkodzenia oblicza się jako sumę wskaźników dla rozważanych postaci. W celu uzyskania przebiegu postaci drgań, który można dwukrotnie różniczkować stosuje się aproksymację wielomianową. Takie rozwiązanie prowadzi do bardziej gładkich przebiegów postaci i mniejszych błędów różniczkowania. Konstrukcję uważa się za uszkodzoną jeśli wskaźnik uszkodzenia β różni się znacząco w sensie statystycznym od wartości dla konstrukcji nieuszkodzonej to jest od wartości 1.

Metoda eksperymentalno-analityczna polega na wykorzystaniu do wyznaczenia energii odkształcenia związanej z daną postacią drgań wzoru:

$$MSE_i = \frac{1}{2} \phi_i^T K \phi_i \quad (13)$$

gdzie MSE_i – energia odkształcenia dla i -tej postaci drgań, K macierz sztywności układu, ϕ_i

wektor modalny odpowiadający i -tej postaci zmierzony w czasie eksperymentu.

Zmian tak obliczonej energii dla układu w czasie eksploatacji jest miarą powstawania uszkodzenia. Zmianę tą oblicza się ze wzoru:

$$\alpha_{ij} = \frac{MSE_{ij}^u - MSE_{ij}^d}{\sum_{i=1}^{nc} MSE_{ij}^u} \quad (14)$$

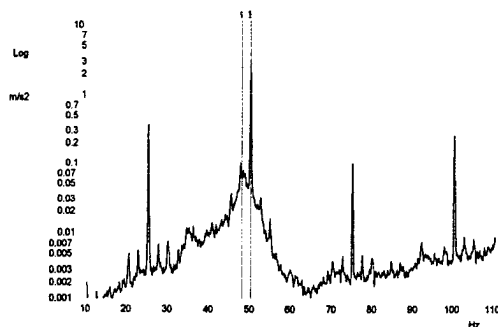
gdzie; MSE_{ij}^u - oznacza energię odkształcenia dla j tej postaci w i -tym punkcie konstrukcji dla układu nieuszkodzonego, MSE_{ij}^d - oznacza energię odkształcenia dla j tej postaci w i -tym punkcie konstrukcji

dla układu uszkodzonego, $\sum_{i=1}^{nc} MSE_{ij}^u$ oznacza całkowitą energię dla układu nieuszkodzonego dla i -tej postaci drgań.

Druga z opisanych metod daje wyniki lepsze z punktu widzenia dokładności oceny uszkodzenia i jego lokalizacji, jednak jest trudniejsza w realizacji ze względu na konieczność znajomości elementów macierzy sztywności badanego obiektu.

4. Przykład zastosowania

Jako przykłą zastosowania przedstawiono wyniki badań modalnych wentylatora. Do badań zastosowano eksploatacyjną analizę modalną. Dla celów wnioskowania diagnostycznego zastosowano porównanie kryterium MAC. W pierwszym kroku zaproponowanej procedury zmierzono widmo przyspieszenia drgań obudowy łożyska. Przebieg zmierzonego widma przedstawiono na rysunku 1.

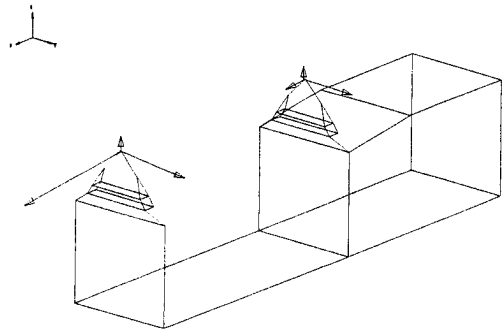


Rys.1. Przebieg widma przyspieszenia zmierzonego na obudowie łożyska badanego wentylatora.

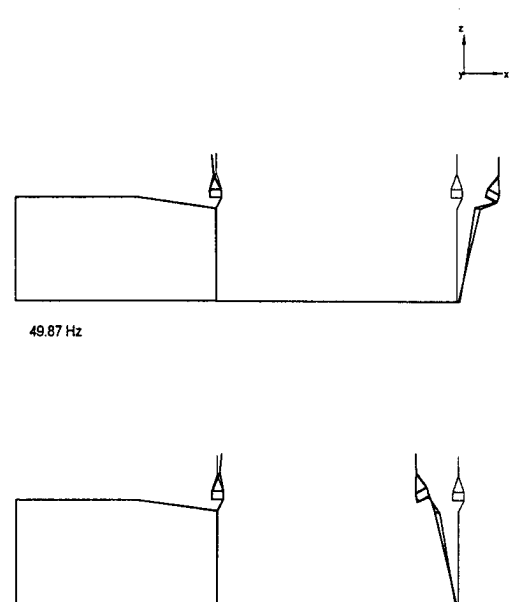
W widmie tym można zaobserwować jedną dominującą amplitudę drgań poza częstotliwością obrotową wirnika ($\Delta f = 1.5\text{Hz}$). Celem badań było wykrycie

uszkodzenia na skutek, którego zaobserwowano wzrost poziomu drgań.

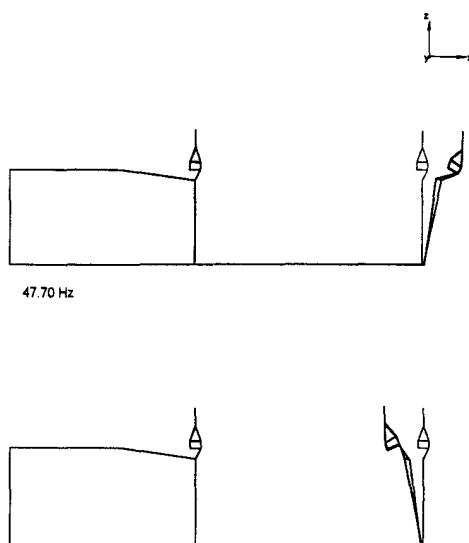
Badaniom modalnym poddano wentylator wraz z fundamentem. Wykonano pomiary drgań w czasie eksploatacji wentylatora w 99 punktach pomiarowych. Geometrię badanego obiektu przedstawiono na rysunku 2. Dokonano analizy zmierzonych przebiegów pod kątem wyznaczenia ODS (ODS- odkształcenia dynamiczne konstrukcji) podczas pracy wentylatora oraz stosując procedurę przedstawioną w rozdziale 2 wyznaczono postacie drgań własnych. Wybrane postacie drgań zestawiono na rysunku 3. Postacie te porównano z ODS wyznaczonym w tych samych punktach w których dokonano oceny wartości elementów wektora modalnego (rys.4). Wyznaczony współczynnik MAC ma wartość 99% co jednoznacznie wskazuje na wystąpienie uszkodzenia we wsporniku fundamentu po jego prawej stronie.



Rys.2. Geometria badanego wentylatora wraz z fundamentem.



Rys.3. Postać drgań własnych w pobliżu częstotliwości dla której występuje maksymalna amplituda drgań.



Rys.4. Odształcenie dynamiczne konstrukcji dla częstotliwości w której występuje maksymalna amplituda drgań.

5. Wnioski końcowe

Analiza modalna, jak wykazały przeprowadzone badania jest bardzo przydatnym narzędziem diagnostyki konstrukcji. Nowa metoda analizy modalnej polegająca na badaniach konstrukcji przy wymuszeniach eksploatacyjnych stwarza dodatkowe możliwości śledzenia zmian modelu modalnego podczas eksploatacji. W czasie klasycznych, okresowych badań modalnych obserwuje się duży rozrzut wyników na skutek wpływu zmian warunków prowadzenia eksperymentu, z tego też względu wydaje się uzasadnione zbudowanie systemu ciągłego monitorowania, który na bieżąco może śledzić zmiany postaci drgań. Parce na takim systemem podjęto w ostatnim okresie w Katedrze Robotyki i Dynamiki maszyn AGH.

6. Literatura

1. Anderson P., Brickner R., Peeters B., G.De Roeck, L Hermans, Comparison of Identification methods Using Ambient Bridge test data, Proc of 17th IMAC, Kissimmee, Florida, 1999.
2. R. Brincker, L. Zhang, P. Andersen, Modal Identification from Ambient Responses using Frequency Domain Decomposition, Proc. of 18th IMAC, SEM USA, pp.625-630 (2000),
3. R. Brincker, P. Andersen, Ambient Response Analysis of the Heritage Court Tower Building Structure, Proc. of 18th IMAC, SEM USA, pp.1081-1087 (2000)
4. Hermans L., Van der Auweraer H., Abdelghani M., A critical evaluation of modal parameter extraction schemes for output- only data. JMAC, Tokyo, 1997, pp. 124-131
5. Hermans L., Van der Auweraer H., On the use of auto- and cross correlation functions to extract modal parameters from output only data, ISVR, Southampton, 1997, pp.324-331
6. Hermans L., Van der Auweraer H., Coppens P., Mathieu L., Modal parameter extraction from in-operation data, XV IMAC, Orlando, 1996, pp. 531 – 539.
7. James G.H., Carne T.G., Laufer J.P., The Natural Excitation Technique (NexT) for modal parameter extraction from operating Structures, Int. Journal of Analytical and experimental Modal Analysis, vol.10, no.4, 1995, pp.260-277
8. Uhl T., Komputerowe wspomaganie identyfikacji modeli układów mechanicznych, WNT, Warszawa, 1997.
9. Uhl T., Lisowski W., Eksploatacyjna analiza modalna, Wydawnictwo KriDM AGH, Kraków 1999.
10. Ibrahim S.R., Milkulcik E., The experimental determination of Vibration Test parameters from time responses, The shock and vibration bulletin, vol.46, No. 5, 1976.
11. Raport Końcowy projektu Europejskiego SINOPSYS EU 1562, Kraków, 2000.
12. Farrar C.R., Doebling S., Cornwell P.J., Stanser E.G., Variability of modal parameters measured on Los Alamos Canyon bridge, Proc. Of 15th IMAC , Orlando, F, 1997.
13. Yu L., Law S., Link M., Zhang L., Damage detection in bolted joint structures using element contribution to modal strain energy, Proc of second International Conference on Identification in Engineering Systems, Swansa, March, 1999.
14. Farrar C.R., Doebling S.W., Damage Detection and Evaluation, in Modal Analysis and Testing, Ed. J.M.M Silva& N.M.M. Maia, NATO Science Series, vol.363, 1999.
15. Pereyra L.R., Osegueda R.A., Carrasco C., Ferregut C., Detection of damage in a stiffened plate from fusion of modal strain energy differences, Proc. of XVIII IMAC, SEM, February, 2000.
16. Osegueda R.A., Pereyra L., Ferregut C.M., Localisation of damage using fusion of modal strain energy differences, Proc. of XVIII IMAC, SEM, February, 2000.

KONSTRUKCJA CHARAKTERYSTYK DŹWIĘKU „MAŁO WRAŻLIWYCH” NA TRANSFORMACJE NIELINIOWE.

Tadeusz ZIĘBAKOWSKI

Instytut Technologii Mechanicznej, Politechnika Szczecińska

Al. Piastów 19, 70-310 Szczecin

Tel.: (+4891)4494880, fax: (+4891)4343507, e-mail: harmat@safona.ps.pl

1. Wstęp

Jedną z trudniejszych do wyjaśnienia własności mechanizmu percepcji dźwięku jest stosunkowo niewielki wpływ zniekształceń nieliniowych dźwięku na uświadamiane przez człowieka wrażenia słuchowe. Wiadomo przecież, że wrażenia słuchowe są silnie powiązane z widmem dźwięku, które z kolei jest bardzo podatne na transformacje nieliniowe. W dodatku zakres natężeń dźwięku odbierany przez człowieka jest znaczny, ponad 100 dB, tak więc duży wpływ będą miały również nieliniowości rzędów większych niż 2.

W swojej pracy zaprezentuję konstrukcję charakterystyk „mało wrażliwych” na transformacje nieliniowe, utworzonych na bazie dyskretnego widma dźwięku. Konstrukcja ta ma charakter algebraiczny i wykorzystuję w niej w zakresie podstawowym elementy teorii reprezentacji grup skończonych.

Posługując się tymi charakterystykami pokażę, jak można wyjaśnić niektóre zjawiska psychoakustyczne jak np. zjawisko residuum, które polega na utrzymywaniu się słyszenia tonu podstawowego po jego usunięciu, czy zagadnienie niesłyszenia większości tonów nieliniowych (tzw. kombinacyjnych).

2. Transformacje nieliniowe

Dźwięk jest zjawiskiem mechanicznym. Jego rozchodzenie i oddziaływanie na inne objekty materialne można opisać matematycznie wychodząc z zasad dynamiki. Zagadnienie to sprowadza się w końcu do rozwiązywania równań różniczkowych maksymalnie 2-go rzędu.

Dźwięk dla człowieka jest ważnym nośnikiem informacji. W wielu przypadkach w rozchodzeniu się sygnału dźwiękowego można wyodrębnić etapy pośrednie związane z formą przenoszenia informacji, np. rozchodzenie dźwięku w różnych ośrodkach czy drgania elementów sztywnych. Przejście z jednego etapu do drugiego będziemy określać właśnie mianem transformacji.

Precyzyjne matematyczne określenie klasy takich transformacji nie jest proste – są to w ogólności klasy operatorów różniczkowo-całkowych. Nie będziemy tu się tym zajmować, wyróżnimy jednak

pewne podklasy, a mianowicie transformacje liniowe, które spełniają zasadę superpozycji i nieliniowe, które jej nie spełniają.

Rozważmy dla przykładu transformację nieliniową postaci:

$$\ast(x) := x^k$$

Będziemy mówić w tym przypadku o nieliniowości rzędu k . Rozważmy sygnał akustyczny zawierający n składowych sinusoidalnych o częstościach

$$\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n :$$

$$p(t) = c_1 e^{i\omega_1 t} + c_{-1} e^{-i\omega_1 t} + c_2 e^{i\omega_2 t} + c_{-2} e^{-i\omega_2 t} + \dots + c_n e^{i\omega_n t} + c_{-n} e^{-i\omega_n t} \quad \text{gdzie } c_{-i} = \overline{c_i}$$

Składową sinusoidalną będziemy nazywać dalej tonem.

Po podstawieniu drugiego wyrażenia do pierwszego otrzymamy:

$$\ast(p(t)) := \sum_{\substack{\text{po wszystkich ciągach} \\ k\text{-elementowych liczb od } 1 \text{ do } n \\ \text{z kombinacjami znaków } \pm}} c_{\pm i_1} c_{\pm i_2} \dots c_{\pm i_k} e^{i(\pm\omega_{i_1} \pm \omega_{i_2} \dots \pm \omega_{i_k}) t}$$

Widzimy więc, że tego typu transformacje nieliniowe wprowadzają do widma wiele nowych tonów. Dla przykładu gdy mamy początkowo 2 tony o częstościach ω_1, ω_2 , gdy $k=2$ dodatkowo pojawiają się tony:

$$2\omega_1, 2\omega_2, \text{ oraz } \omega_1 + \omega_2 \text{ i } \omega_1 - \omega_2,$$

zaś dla $k=3$:

$$3\omega_1, 3\omega_2, \text{ oraz } 2\omega_1 + \omega_2, 2\omega_1 - \omega_2, 2\omega_2 + \omega_1, 2\omega_2 - \omega_1$$

Zjawisko to powoduje szereg trudności w zrozumieniu słyszenia wysokości dźwięku, o czym mowa jest w dalszej części pracy.

3. Opis konstrukcji

Powszechnie wiadomo, że wrażeniu wysokości dźwięków periodycznych jednoznacznie odpowiada fizyczny parametr jakim jest częstotliwość. Można by zatem przypuszczać, że w przypadku dźwięku złożonego z kilku dźwięków periodycznych będziemy słyszeć swego rodzaju superpozycję wrażeń wysokości poszczególnych składowych periodycznych. I na pierwszy rzut oka tak rzeczywiście jest. Jednak począwszy od 19. stulecia psychoakustycy znaleźli sposoby, aby wrażenie

wysokości mniej lub bardziej obiektywnie mierzyć (określać ilościowo), i okazało się, że (przy założeniu słyszenia poszczególnych składowych harmonicznych poprzez wysokość) w wielu konfiguracjach dźwięków nie wszystkie składowe są słyszalne, a zdarza się również tak, że właśnie składowe nieobecne są słyszalne (por. [1],[2]).

Do dziś nie ma w pełni zadowalającego wyjaśnienia tych zjawisk. Dotychczasowe wysiłki idą w kierunku szukania przyczyn tych osobliwości w zjawiskach mechanicznych zachodzących w uchu człowieka, bądź w funkcjonowaniu receptorów słuchowych i nerwu słuchowego.

W niniejszej pracy prezentuję pogląd, że **wrażenia słuchowe nie odpowiadają bezpośrednio składowym widma dźwięku** lecz są **odzwierciedleniem istnienia pewnej dodatkowej transformacji**, która następuje po analizie widmowej zachodzącej w uchu człowieka. Główne zadanie tej transformacji to wyodrębnienie takiej informacji z dźwięku, która w możliwie najmniejszym stopniu ulega zniekształceniom pod wpływem transformacji nieliniowych. W wyniku tej transformacji otrzymujemy pewną nową charakterystykę dźwięku „mało wrażliwą” na transformacje nieliniowe. Pokażę, że dzięki niej można bardziej precyzyjnie opisać wrażenia słuchowe, wyjaśniając osobliwości o których była mowa powyżej.

W celu łatwiejszego zrozumienia szczegółów proponowanej przeze mnie konstrukcji zacznę od przykładu.

PRZYKŁAD 1

Niech W będzie 2-wymiarową przestrzenią liniową nad ciałem $K=Z_7$ (ciało reszt modulo 7) i wybierzmy bazę $\{e_1, e_2\}$, co pozwala utożsamiać odwzorowania liniowe z macierzami.

Niech H będzie grupą generowaną przez macierze:

$$\lambda = \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad \sigma = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}$$

Można sprawdzić, że $\lambda^6 = 1$, $\sigma^2 = 1$ i że jest to grupa izomorficzna z $Z_2 \times S_3$.

Jeśli potraktujemy współrzędne w bazie $\{e_1, e_2\}$ jako wartości częstości to grupa H „naśladuje” transformacje nieliniowe 2-rzędu, np.:

$$\lambda \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_1 - \omega_2 \\ \omega_1 \end{bmatrix}$$

$$\lambda \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 \\ -\omega_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_1 + \omega_2 \\ \omega_1 \end{bmatrix}$$

$$\lambda \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 \\ -\omega_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2\omega_1 \\ \omega_1 \end{bmatrix}$$

Grupa H wyznacza w W zbiór 8 orbit, który oznaczymy standardowo przez W/H :

$$\begin{aligned} O &= \{[0, 0]\} \\ \mathcal{A}_\omega &= \{[-\omega, -\omega], [-\omega, 0], [0, -\omega], [0, \omega], [\omega, 0], [\omega, \omega]\} \quad \text{gdzie } \omega = 1, 2, 3 \\ \mathcal{B}_\omega &= \{[-2\omega, -\omega], [-\omega, -2\omega], [-\omega, \omega], [\omega, -\omega], [\omega, 2\omega], [2\omega, \omega]\} \quad \text{gdzie } \omega = 1, 2, 3 \\ C &= \{[-3, -2], [-3, -1], [-2, -3], [-2, 1], [-1, -3], [-1, 2], [1, -2], [1, 3], [2, -1], [2, 3], [3, 1], [3, 2]\} \end{aligned}$$

Orbity \mathcal{A}_ω są współzmiennicze z częstością:

$$k \mathcal{A}_\omega = \mathcal{A}_{k\omega}$$

podobnie \mathcal{B}_ω , orbita C jest niezmiennicza względem mnożenia przez stałą. Orbita O jest trywialna i nie będziemy się nią zajmować.

Orbity posłużą nam do scharakteryzowania wrażeń słuchowych prostych. Podamy teraz przykładową „abstrakcyjną” interpretację psychoakustyczną:

$\mathcal{A}_\omega \leftrightarrow$ wysokość

$\mathcal{B}_\omega \leftrightarrow$ współbrzmienia oktawy

$C \leftrightarrow$ fonem samogłoski „a” (lub np. barwa piszczałki)

Na koniec podamy konstrukcję miary, która pozwoli nam powiedzieć „ile” każdego z wrażeń słyszemy w dźwięku o widmie $F(\omega)$.

Niech Z będzie podzbiorem W . Dla danego F zdefiniujemy skończoną rzeczywistą miarę I_F na W następująco:

$$I_F(Z) := \sum_{[\omega_1, \omega_2] \in Z} \log^+ |F(\omega_1) F(\omega_2)|$$

gdzie:

$$\log^+(x) := \begin{cases} \log(x) & \text{dla } x \geq 1 \\ 0 & \text{dla } 0 \leq x < 1 \end{cases}$$

W definicji tej miary zawiera się m.in. prawo Webera-Fechnera. Zawartość poszczególnych wrażeń prostych określają liczby $I_F(\mathcal{A}_\omega)$, $I_F(\mathcal{B}_\omega)$ dla $\omega = 1, 2, 3$ oraz $I_F(C)$. \square

Uogólnimy teraz ten przykład.

Zacznijmy od tego, że człowiek rozróżnia co do częstotliwości około 1400 składowych widma (tonów). Dlatego, będziemy rozważać widmo dyskretne. Podobnie jak w przykładzie, do numerowania składowych dyskretnego widma dźwięku, będziemy używać odpowiednio dużego ciała skończonego prostego K . Uporządkujemy to ciało według ciągu:

$$-l, -l+1, \dots, -1, 0, 1, \dots, l-1, l$$

gdzie l takie, że $2l+1 = \text{char } K > 2$.

W dalszej części pracy określimy charakterystykę tego ciała na podstawie przesłanek psychoakustycznych. Użycie ciała skończonego można uzasadnić tym, że w wyniku transformacji nieliniowych nowe częstotliwości powstają na zasadzie dodawania i odejmowania częstotliwości i mnożenia ich przez liczby naturalne (co prawda ma tę własność już pierścieni, jednak ze względu na dalszą konstrukcję rozważamy od razu ciało).

Krok 1. Utworzenie n -wymiarowej przestrzeni częstotliwościowej $W = K^n$.

W tej przestrzeni będziemy rozważać grupę macierzową H , której zadaniem jest pogrupowanie tonów pierwotnych i pochodzących od nich tonów nieliniowych. Taka grupa w pewien sposób naśladuje dowolną transformację nieliniową. Przez problem nieliniowy rozumiemy będziemy wyznaczenie częstotliwości tonów nieliniowych na podstawie tonów pierwotnych w postaci n współrzędnych wektora z przestrzeni W . Wymiar przestrzeni W decyduje o tym w jakim stopniu rozwiązywany jest problem nieliniowy. Jeśli wymiar jest n , to możemy w pełni rozwiązać problemy nieliniowe rzędów do n włącznie i częściowo problemy nieliniowe rzędów wyższych. Przestrzeń ilorazowa W/H to matematyczny model wrażeń słuchowych

Krok 2. Przyporządkowanie dowolnej charakterystyce widmowej F pewnej rzeczywistej miary I_F na W , a mianowicie dla $Z \subset W$:

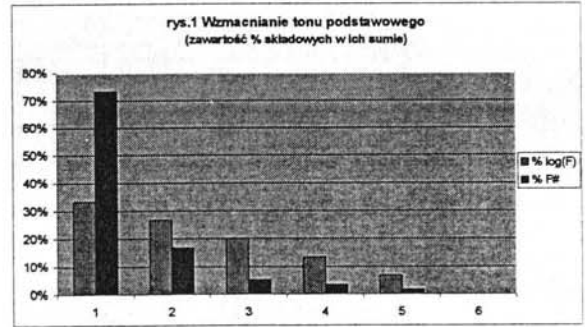
$$I_F(Z) := \sum_{\{\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n\} \in Z} \log^+ |F(\omega_1) F(\omega_2) \dots F(\omega_n)|$$

$$\text{gdzie: } \log^+(x) := \begin{cases} \log(x) & \text{dla } x \geq 1 \\ 0 & \text{dla } 0 \leq x < 1 \end{cases}$$

Miara I_F wyznacza funkcję:

$$F^\# : W/G \ni \Omega \rightarrow I_F(\Omega) \in \mathbb{R}$$

Funkcję $F^\#$ można również zdefiniować następująco:



$$F^\#(Hx) := \frac{1}{|St_H(x)|} \sum_{h \in H} \log^+ \left| \underbrace{F \otimes F \otimes \dots \otimes F}_n(hx) \right|$$

gdzie $|St_H(x)|$ rząd stabilizatora elementu x .

Przestrzeń W/H wraz z funkcją $F^\#$ stanowią podstawę opisu zjawisk psychoakustycznych w powyższym modelu.

4. Opis niektórych zjawisk psychoakustycznych przy użyciu charakterystyki $F^\#$

Pokażemy teraz na przykładach, że posługując się charakterystykami $F^\#$ można wyjaśnić niektóre trudne z teoretycznego punktu widzenia zjawiska psychoakustyczne.

Niech K będzie odpowiednio dużym ciałem skończonym, a $W := K \oplus K$. Tym razem, dla uproszczenia rozważań, nie będziemy konstruować grupy H a złożymy jedynie, że istnieje taka grupa, która wyznacza następującą rodzinę orbit:

$$A_\omega = \{(\pm\omega, \pm\omega), (\pm\omega, \pm 2\omega), (\pm\omega, \pm 3\omega), (\pm\omega, \pm 5\omega), (\pm 2\omega, \pm 3\omega), (\pm 2\omega, \pm 5\omega), (\pm 3\omega, \pm 5\omega), (\pm 2\omega, \pm\omega), (\pm 3\omega, \pm\omega), (\pm 5\omega, \pm\omega), (\pm 3\omega, \pm 2\omega), (\pm 5\omega, \pm 2\omega), (\pm 5\omega, \pm 3\omega)\}$$

gdzie $\omega = 1, 2, 3, \dots$

Orbitę tę zinterpretujemy jako wrażenia wysokości tonów o częstotliwości ω .

Charakterystykę widmową F zapiszemy w postaci ciągu:

$$F = (q_{-1}, q_{-1+1}, \dots, q_{-1}, q_0, q_1, \dots, q_{l-1}, q_l)$$

$$\text{gdzie } q_{-i} := \bar{q}_i$$

PRZYKŁAD 2 Wzmacnianie tonu podstawowego

Niech:

$$|q_1| = 10^5 \text{ (50dB)} \quad |q_2| = 10^4 \text{ (40 dB)}$$

$$|q_3| = 10^3 \text{ (30 dB)} \quad |q_4| = 10^2 \text{ (20 dB)}$$

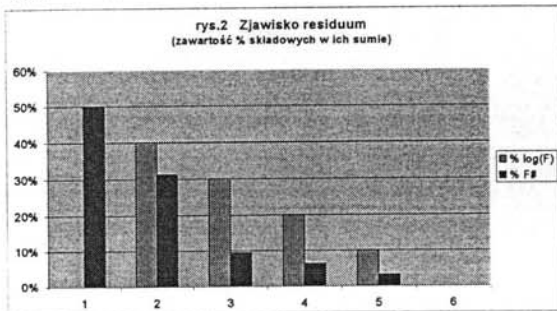
$$|q_5| = 10 \text{ (10 dB)} \quad \text{pozostałe } q_i \text{ są równe } 0$$

Wykonany na podstawie tych danych wykres 1 pokazuje, że charakterystyki $F^\#$ mają własność wzmacniania tonu podstawowego i zagłuszania kolejnych harmonicznych.

PRZYKŁAD 3 Zjawisko residuum.

Polega ono na słyszeniu wysokości tonu podstawowego w dźwięku złożonym z tonów harmonicznych ($2\omega, 3\omega, 4\omega, \dots$), z którego usunięto właśnie ton podstawowy ω . Można by sądzić, że jest to efekt nieliniowy. Stwierdzono jednak, że występuje on nawet wtedy, gdy w uchu nie ma takiego tonu nieliniowego. Charakterystyki $F^\#$ dobrze opisują to zjawisko co pokazuje wykres 2, który został otrzymany dla następujących danych:

$$\begin{aligned} |q_1| &= 0 & |q_2| &= 10^4 \text{ (40 dB)} \\ |q_3| &= 10^3 \text{ (30 dB)} & |q_4| &= 10^2 \text{ (20 dB)} \\ |q_5| &= 10 \text{ (10 dB)} & & \text{pozostałe } q_i \text{ są równe 0} \end{aligned}$$

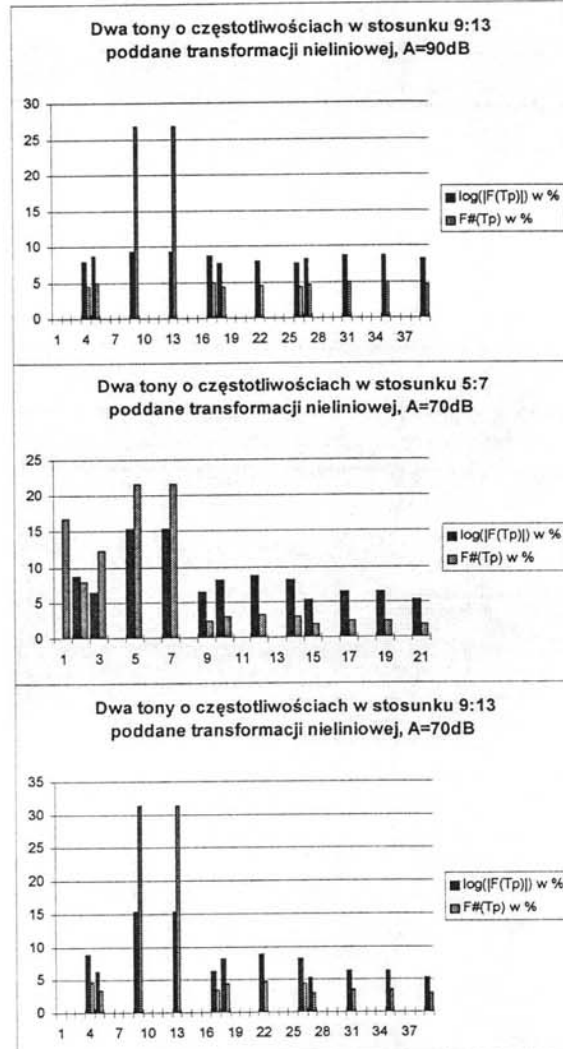


PRZYKŁAD 4 Nieliniowe własności ucha - tony kombinacyjne [1][2][3].

Tak jak już wspomniano, przy założeniu, że słyszymy poprzez wrażenie wysokości składniki widma trudno jest wyjaśnić osobliwości słyszenia tonów nieliniowych tzw. kombinacyjnych. O ogromnej większości z nich po prostu nie słyszą. Najbardziej słyszalnym jest ton kombinacyjny pochodzący od nieliniowości 3 stopnia: gdy weźmiemy dwa tony o częstotliwościach f_1 i f_2 to przy pewnych stosunkach częstotliwości $f_2:f_1$ z zakresu od 1,08 do 1,5 słyszą ton o częstotliwości $2f_1 - f_2$. Co więcej nigdy nie było doniesień co do słyszenia tonów sumacyjnych $2f_1 + f_2, 2f_2 + f_1$ i towarzyszącego mu tonu różnicowego $2f_2 - f_1$.

Wykresy 3,4,5 otrzymano dla dźwięku postaci: $p(t) = A \cos(\omega_1 t) + A \cos(\omega_2 t)$ i transformacji postaci: $Tp(t) = p(t) + \alpha p(t)^2 + \beta p(t)^3$ i przedstawiono porównanie charakterystyk widmowych F i $F^\#$ dla sygnału $Tp(t)$. W wyniku zastosowania charakterystyki $F^\#$ uzyskujemy znaczące wytłumienie składowych „nieliniowych”. Dla niektórych stosunków częstotliwości np.: 5:7 (por. rys. 2.6.4) pojawiają się "składowe osobliwe", które w widmie wyjściowym F są znacznie

mniejsze. Wykresy poniżej wykonano przyjmując $\alpha = 10^{-10}$ i $\beta = 10^{-18}$.



Widzimy więc, że charakterystyki $F^\#$ istotnie zmniejszają wpływ zniekształceń nieliniowych. W przykładach 2,3 i 4 przyjęto orbity które rozwiązywały niewiele problemów nieliniowych. Obecnie autor finalizuje prace nad konstrukcją grupy H rozwiązującej znacznie więcej problemów nieliniowych i opisującej precyzyjnie wspomniane zjawiska psychoakustyczne.

LITERATURA

[1] de Boer E.: *Auditory Physics. Physical Principles in Hearing Theory II*. Physics Reports 62 No.2 (1980), 105 No.3 (1984), 203 No.3 (1991)
 [2] Smoorenburg G.F.: *Audibility region of combination tones*, Journal of the Acoustical Society of America 52 (1972) 603-614
 [3] Smoorenburg G.F.: *Combination tones and their origin*, Journal of the Acoustical Society of America 52 (1972) 615-632

ANALIZA MODALNA W DIAGNOZOWANIU PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Bogdan ŻÓLTOWSKI
Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów
ATR Bydgoszcz

Streszczenie

Zwiększające się zapotrzebowanie na metody i środki diagnostyki technicznej, będące narzędziem nowoczesnego sposobu kreowania "jakości" maszyn, wychodzi jak dotąd na przeciw potrzebom zużytego potencjału obiektów w zakresie podtrzymania ich użytkowania. Analiza modalna (eksperymentalna i eksploatacyjna) staje się nowym narzędziem wspomagania przy decyzjach o stanie maszyn.

1. Diagnostyka w eksploatacji maszyn

Rosnący stopień złożoności maszyn i krytyczność ich funkcji ze względów bezpieczeństwa i ekonomicznych zmuszają konstruktorów i użytkowników tych obiektów do nadzorowania ich bieżącego stanu technicznego i prognostycznie zorientowanego użytkowania. Jest to możliwe, jeśli na etapie użytkowania lub lepiej konstruowania zintegrowane zostaną z obiektem urządzenia i procedury diagnostyczne.

Problemy diagnostyki maszyn obejmują zagadnienia:

- pozyskiwania i przetwarzanie informacji diagnostycznej;
- budowy modeli i relacji związania;
- wnioskowania prognostycznego i wartości granicznych;
- klasyfikacji stanów maszyny;
- obrazowania informacji decyzyjnych.

System pomiarowy dla celów współczesnej diagnostyki maszyn składa się z dwóch podstawowych części:

- **sprzętu**, w którym wyróżnia się następujące moduły:
 - podsystem kondycjonowania i przetwarzania sygnałów,
 - podsystem przetwarzania sygnałów znacznika fazy,
 - podsystem komputera przemysłowego,
 - podsystem zasilania,
- **oprogramowania**, w którego skład wchodzi następujące moduły:
 - system operacyjny,

- oprogramowanie modułów przetwarzania i analizy sygnałów,
- oprogramowanie komunikacji pomiędzy warstwami systemu,
- oprogramowanie do archiwizacji i przetwarzania danych pomiarowych,
- oprogramowanie zarządzające pracą systemu.

Zastosowane rozwiązania umożliwiają łatwą rozbudowę systemu, oraz możliwości włączenia go do dowolnych struktur systemów diagnostycznych.

Współczesne maszyny określane są poprzez: funkcjonalność, niezawodność, gotowość, bezpieczeństwo, mobilność i podatność eksploatacyjna. Kształtowanie tych cech jest możliwe metodami diagnostyki technicznej, która umożliwia :

- diagnostyczne konstruowanie i wytwarzanie nowych maszyn;
- utrzymanie maszyn w stanie zdatności funkcjonalnej.

Potrzeby gospodarki rynkowej uzasadniają konieczność wprowadzania nowoczesnej **prognostycznej strategii istnienia maszyn**. W propozycji tej strategii nie traci się dotychczasowych dokonań najnowszej strategii eksploatacji według stanu, lecz twórczo się ją modernizuje. Sama idea tej strategii opiera się na wykorzystaniu "pętli jakości", którą uzupełniono elementami teorii eksploatacji (fazy istnienia maszyny, serwis) oraz diagnostyki technicznej.

Użytkownicy maszyn są zainteresowani szczególnie ich zdatnością zadaniową, dla określenia której należy:

- wyznaczyć symptomy stanu zdatności;
- określić wartości graniczne symptomów stanu zdatności,
- ustalić klasę zdatności obiektu.
- wyznaczyć okresowość diagnozowania.

2. Kierunki badań w DT

Zagadnienia metodyczne DT skupiają się aktualnie na rozwijaniu i doskonaleniu problematyki diagnozowania symptomowego i holistycznego. W tym zakresie obserwuje się pewne wysycenie zagadnień naukowych, gdyż opis symptomowy stanu maszyn jest dobrze opanowany i często także ułatwia rozwiązywanie trudnych problemów diagno-

styki holistycznej. Tu właśnie problemy opisu strukturalnego wskazują na konieczność przeniesienia trudu tych rozważań na możliwości nowoczesnych metod badania stanu dynamicznego. Dają one ogromne perspektywy szczególnie w zakresie indywidualizacji diagnostyki.

W tej pracy podjęto problem opisu eksperymentu czynnego dla potrzeb wyznaczenia wartości parametrów diagnostycznych, jak i kolejnego terminu diagnozowania i obsługi.

Problemy stosowania analizy modalnej w diagnostyce obiektów można sprowadzić do następujących działań:

- zdefiniowanie listy uszkodzeń,
- określenie typowych obrazów odpowiadających konkretnym stanom obiektu,
- wyznaczenie modeli modalnych wyróżnionych stanów przekładni;
- porównanie wyników.

3. Metodyka wyboru parametrów diagnostycznych

Dla potrzeb prognostycznego systemu eksploatacji maszyn w tej pracy rozpoznano zagadnienia:

- wyboru wrażliwych uszkodzeniowo symptomów stanu, na przykładzie modelowej przekładni zębatej, w eksperymencie czynnym;
- budowy wektora cech stanu dla badanej przekładni;
- pozyskiwania danych z eksperymentu dla potrzeb prognozowania wartości parametrów diagnostycznych oraz wyznaczania terminów kolejnych diagnozowań.

3.1. Obiekt badań

Wyboru symptomów diagnostycznych i oceny ich wrażliwości na modelowane zmiany stanu dokonano w wyniku przeprowadzenia eksperymentu czynnego z użyciem modelu przekładni zębatej DMG-1 [wykonanej w ITE Radom].

Eksperyment czynny polegał na celowej zmianie dostępnych cech stanu (przyczyn) i obserwacji parametrów drgań (skutków), jakie te zmiany powodują.

Dla badanego modelu przekładni zębatej (rys.1), skonstruowano wektor cech stanu przekładni z uwzględnieniem wszystkich możliwych kombinacji uszkodzeń:

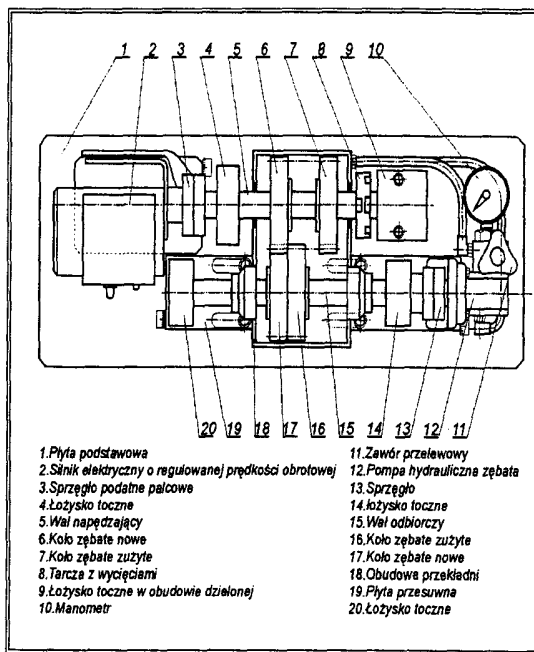
stan 1 – brak uszkodzeń – przekładnia zdalna (wszystkie parametry w normie),

stan 2 – uszkodzenie elementu – (niektóre parametry poza normą),

... - możliwe kombinacje programowanych uszkodzeń i rozregulowań,

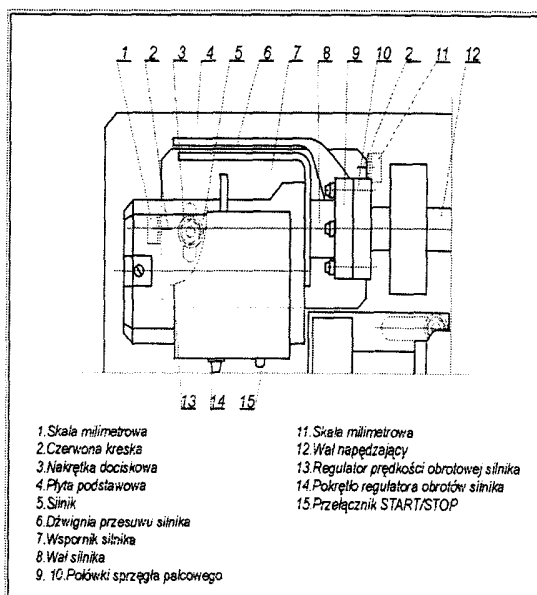
stan n – stan rozregulowania (wszystkie parametry poza normą).

Pozwoliło to na wstępne wyróżnienie wielu stanów regulowanych, dla których rejestrowano odpowiadające im wartości parametrów diagnostycznych.



Rys.1. Ogólny widok badanej przekładni

Układ sterowania, przedstawiony na rys.2, umożliwia realizację zaplanowanych warunków badań.



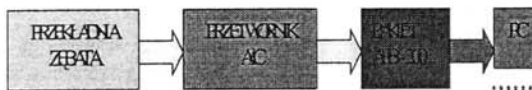
Rys.2. Układ sterowania przekładni

Wektor cech stanu przekładni po badaniach wstępnych uściślono do następujących stanów:

1. brak uszkodzeń,
2. uszkodzone łożysko,
2. koło zębate napędowe zużyte,
3. koło zębate uszkodzone – wyłamany ząb,
4. koło zębate wału napędowego uszkodzone – wykruszony ząb,
5. koło zębate odbiorcze zużyte,
6. koło zębate wału odbiorczego uszkodzone – wyłamany ząb,
7. koło zębate wału odbiorczego uszkodzone – wykruszony ząb,
8. wał napędowy nie wyważony,
9. wał odbiorczy nie wyważony,
10. przekoszenie (+1°;-2°) wału napędowego,
11. przekoszenie (+1°;-2°) wału odbiorczego.

3.2. Stanowisko pomiarowe

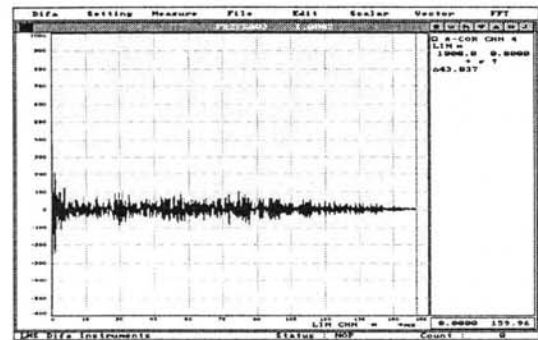
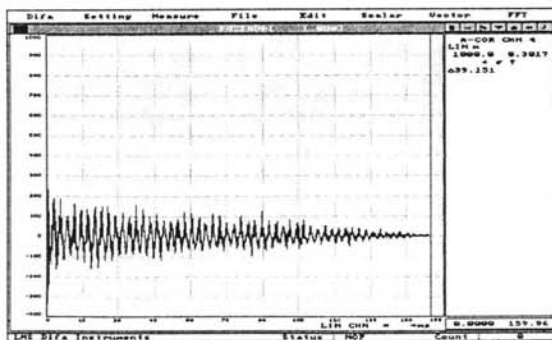
Pomiary parametrów sygnału drganiowego (rys.3) przeprowadzono z zastosowaniem pakietu pomiarowego – APB – 200, wchodzącego w skład oprogramowania CADA-PC.



Rys.3 Schemat stanowiska pomiarowego.

3.3. Przykładowe wyniki badań

Rys.4 ACR – autokorelacja



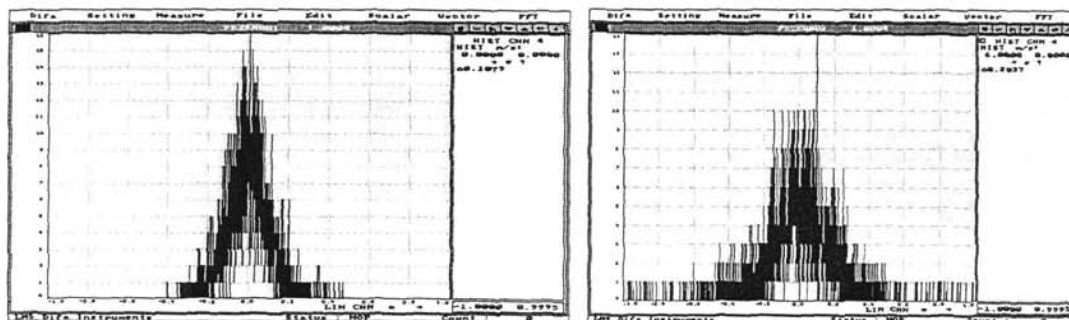
Układ umożliwia wyznaczenie:

1. TIME-przebieg czasowy sygnału,
2. ACR - autokorelacja,
3. CEPS - cepstrum,
4. HISS - histogram amplitud,
5. AMPL - widmo amplitudowe,
6. POWER-gęstość widmowa mocy.

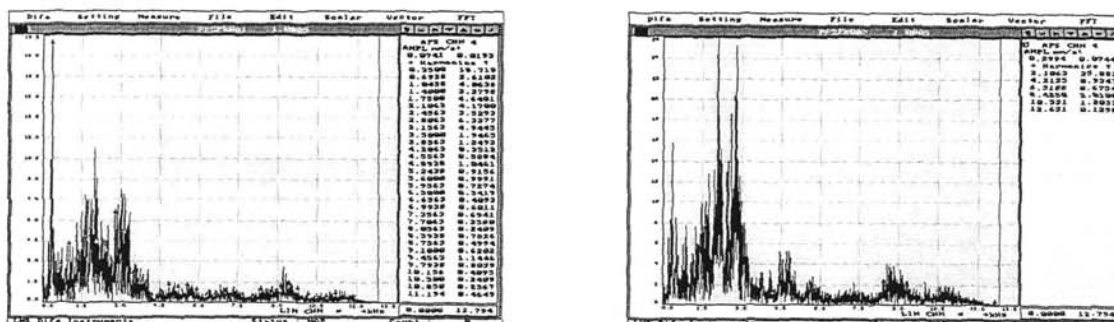
Dalsze przetwarzanie tych miar sygnału pozwala uzyskać całą gamę miar i dyskryminant szczegółowych procesu drganiowego, które wykorzystane zostaną do oceny ich wrażliwości na modelowane stany przekładni. Należą do nich:

1. peaklist – wartości maksymalne amplitudy w częstościach charakterystycznych;
2. wyższe harmoniczne i ich amplitudy,
3. wartość maksymalna amplitudy drgań,
4. wartość minimalna amplitudy drgań,
5. wartość międzyszczytowa, określana na podstawie wartości max i min,
6. wartość średnia amplitudy drgań,
7. wartość skuteczna amplitudy drgań,
8. dyskryminanty amplitudowe (C, K, I),
9. moment stat. 1 rzędu - wartość *średnia,
10. moment statystyczny 2 rzędu – odchylenie standardowe.

Rys. 5 HISS - histogram amplitud



Rys.6. AMPL - widmo amplitudowe



4. Wybór parametrów prognostycznych

Zbiór parametrów diagnostycznych sygnału wyróżnia się ze zbioru parametrów wyjściowych, towarzyszących pracy maszyny. Wyznaczanie zbioru wrażliwych uszkodzeniowo parametrów w procesie prognozowania powinno uwzględniać:

- zdolność odwzorowania zmian stanu przekładni w czasie eksploatacji,
- ilość informacji o stanie przekładni,
- wrażliwość parametrów diagnostycznych w czasie eksploatacji.

4.1. Metody redukcji danych

- *Metoda maksymalnej wrażliwości parametru na zmianę stanu* – ze zbioru parametrów wyjściowych przekładni wybiera się parametr, który charakteryzuje się największą wrażliwością.
- *Metoda maksymalnej względnej zmiany parametru diagnostycznego* – uwzględnia się tu średnią prędkość zmiany parametrów w określonym przedziale czasu.
- *Metoda maksymalnej pojemności informacyjnej parametru* – wybór parametru dostarczającego największą ilość informacji o stanie technicznym przekładni.
- *Metoda maksymalnej zmienności parametru diagnostycznego* – parametry diagnostyczne

muszą wykazywać dostateczną zmienność wartości w czasie eksploatacji przekładni.

4.2. Kryteria optymalizacji zbioru parametrów diagnostycznych

1. Parametry diagnostyczne powinny charakteryzować proces pogarszania się stanu zdatności przekładni i być z nim ściśle związane.
2. Parametry diagnostyczne powinny być wrażliwe na zmiany zachodzącego procesu pogarszania się zdatności przekładni.
3. Liczba parametrów diagnostycznych nie może być zbyt duża, gdyż znaczna ich liczba utrudnia, a niekiedy uniemożliwia poznanie i określenie procesu pogarszania się stanu technicznego przekładni.
4. Parametry diagnostyczne powinny mieć charakter mierzalny.
5. Muszą istnieć wiarygodne dane statystyczne parametrów.

KRYTERIA

- *Kryterium zmienności opisane wskaźnikiem zmienności;*
- *Kryterium korelacji parametru ze stanem technicznym przekładni.*
- *Kryterium korelacji parametrów diagnostycznych.*
Kryterium kosztu diagnozowania.

4.3. Metody prognozowania:

- *Metoda parametru uogólnionego. Metoda funkcji regresji.*
- *Metoda wyrównywania wykładni-czego Browna – Mayera rzędu 1 (model liniowy).*
- *Metoda wyrównywania wykładni-czego Browna – Mayera rzędu 2.*

4.4. Kryteria optymalizacji metod prognozowania :

- 1 *kryteria błędu prognozy*, które określają wartość miar niedokładności prognozy;
- 2 *kryteria wiarygodności*, które warunkują dopuszczalność prognoz według prawdopodobieństwa pojawiania się zdarzeń.

5. Wyznaczanie kolejnego terminu diagnozowania

Pewną odmianą zagadnienia prognozowania jest określanie terminu kolejnego diagnozowania przy wykorzystaniu wartości mierzonych symptomów. Jest to możliwe w ujęciu symptomowym, związanym z aktualnym pomiarem symptomu i jego wartością graniczną.

Dokonując n - pomiarów sygnału (symptomu) i na ich podstawie wyznaczenie wartości granicznej wg zależności:

$$S_{gr} = s + \sigma_s \sqrt{\frac{P_g}{2A}} \quad (1)$$

istnieje możliwość określenia terminu kolejnego diagnozowania t_d z zależności:

$$t_d = \frac{(1 - P_r)(S_{gr} - S_m)}{S_m} \ominus_m \quad (2)$$

6. Podsumowanie

Patrząc na obecne trendy rozwojowe maszyn trzeba uznać, że współcześnie wzrost ich jakości zawarty jest głównie w sferze automatyzacji i

miniaturyzacji. Gromadzenie cech mierzalnych staje się jedynym obiektywnym sposobem wartościowania i kształtowania jakości maszyn, teraz i w przyszłości. Poszukiwać więc trzeba coraz to lepszych metod i systemów pomiarowo-kontrolnych prowadzących do:

- identyfikacji stanu obiektu i warunków jego użytkowania;
- wyboru wektora cech mierzalnych jakości;
- zredagowania zbioru kryteriów oceny wektora jakości obiektu;
- opracowania automatycznych obserwatorów i akwizytorów cech wektora jakości obiektu w użytkowaniu;
- zautomatyzowania klasyfikacji stanu opartej na własnościach wektora jakości.

Zakres badań w dziedzinie metodologii diagnostyki aktualnie obejmuje takie zagadnienia, jak: źródła informacji diagnostycznej, sygnały i symptomy diagnostyczne, zasady szczegółowych metod diagnostyki, modelowanie i eksperymenty, wspomaganie diagnostyki nowoczesnymi technologiami informatycznymi, diagnozowanie w systemach antropotechnicznych oraz organizacyjne i ekonomiczne aspekty stosowania diagnostyki. Zagadnienia te dotyczą więc w kolejności: źródeł informacji od strony fizycznej i od strony informacyjnej, dalej podstaw metod i technik badawczych, modelowania i eksperymentowania w diagnostyce oraz nowoczesnego wnioskowania i wizualizacji decyzji diagnostyczno - eksploatacyjnych.

Literatura

- 1 Cempel C.: Podstawy wibroakustyczne diagnostyki maszyn. WNT, 1982.
- 2 Dybała J., Radkowski S.: Zastosowanie sieci neuronowych w wykrywaniu uszkodzeń w przekładni zębatej. Materiały konfer., Borówno 1999.
- 3 Tylicki H.: Optymalizacja procesu prognozowania stanu technicznego pojazdów mechanicznych. Rozprawa habilit. nr 86, ATR Bydgoszcz, 1999.
- 4 Żółtowski B.: Uwarunkowania klasyfikacji stanów w diagnostyce maszyn. Diagnostyka, niezawodność i bezpieczeństwo. Radom-Krynica. KBM PAN 4'97 (27), (s.37 – 51).
- 5 Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn. Wyd. ATR, Bydgoszcz

**AKTUALNY SKŁAD ZESPOŁU
ZAKŁADU DYNAMIKI I WIBROAKUSTYKI SYSTEMÓW
INSTYTUT MECHANIKI STOSOWANEJ
WYDZIAŁ BUDOWY MASZYN I ZARZĄDZANIA
POLITECHNIKA POZNAŃSKA**

Przedmiotem badań, dydaktyki i zainteresowań Zespołu są zagadnienia dynamiki i wibroakustyki w środowisku technicznym i jego elementach widzianych systemowo. Są to badania analityczne i eksperymentalne, ocena i wartościowanie zjawisk dynamicznych w ww. zagadnieniach. Zespół zajmuje się również wykorzystaniem zjawisk wibroakustycznych (i innych) do kontroli i nadzoru stanu maszyn, diagnostyki procesów i systemów oraz ich optymalizacji.

**Prof. zw., dr hab., dr h. c., członek korespondent
Polskiej Akademii Nauk Czesław CEMPEL**



Profesor zwyczajny w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Kierownik Zakładu Dynamiki i Wibroakustyki Systemów. Specjalności: wi-broakustyka maszyn, reduk-cja drgań i hałasu maszyn i środowiska, diagnostyka maszyn, inżynieria system-ów. Członek komitetów redakcyjnych: Biuletynu PAN i Mechanical Systems and System Processing. Członek Komitetów i Komisji PAN: Mechaniki, Budowy i Eksploatacji Maszyn, Akustyki, wielu towarzystw krajowych i zagranicznych. Współzałożyciel i członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej

Dr hab. inż. Marian Witalis DOBRY



Adiunkt w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Kierownik Laboratorium Dynamiki i Ergonomii Systemów Człowiek - Narzędzie. Specjalista w dziedzinie: Mechanika o specjalnościach: dynamika maszyn, strukturalny przepływ energii w systemach mechanicznych i biomechanicznych, wibroakustyka, ochrona środowiska, minimalizacja drgań i hałasu maszyn. Zajmuje się konstruowaniem drganiowo bezpiecznych i ergonomicznych zmechanizowanych narzędzi ręcznych. Członek: Sekcji Podstaw Konstrukcji PAN, Normalizacyjnej Komisji Problemowej PKN, Polskiego Towarzystwa Diagnostyki

Technicznej, Polskiego Towarzystwa Mechaniki Teoretycznej

Dr inż. Wojciech Sałata



Starszy wykładowca w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Kierownik Laboratorium Mechaniki i Wibroakustyki. Specjalizuje się w zagadnieniach mechaniki ogólnej. W Zakładzie zajmuje się planowaniem i koordynacją dydaktyki. Jest członkiem Komitetu Organizacyjnego Symposium "Vibration in Physical Systems". Członek Polskiego Towarzystwa Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej. Autor podręcznika akademickiego "Mechanika ogólna w zarysie"

Mgr Jacek POLAK



Starszy wykładowca w Instytucie mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej (na emeryturze). Prowadzi zajęcia dydaktyczne z mechaniki ogólnej

Dr Janina KOWALAK

Adiunkt w Instytucie mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Zajmuje się dynamiką maszyn, a w szczególności dynamiką maszyn wirnikowych. Kierownik Studiów Podyplomowych i kursów z diagnostyki maszyn. Sekretarz członkiem Komitetu Organizacyjnego Symposium "Vibration in Physical Systems". Członek Polskiego Towarzystwa Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej, oraz Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.

Dr Maria GOLEC

Adiunkt w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Specjalizacja: akustyka środowiska, wibroakustyka maszyn. Ostatnio zajmuje się nowymi kierunkami badań materiałowych – zastosowaniem metod emisji akustycznej do badań procesów krzepnięcia stopów metali, materiałów, wyrobów. Członek Polskiego Towarzystwa Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej, Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej oraz Polskiego Towarzystwa Badań Nieniszczących i Diagnostyki Technicznej SIMP.

Dr Zdzisław GOLEC

Adiunkt w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Zajmuje się dynamiką maszyn, a w szczególności minimalizacją drgań mechanicznych. Specjalizuje się w zagadnieniach eliminacji drgań (badania w sferze analitycznej i symulacyjnej). Członek Komitetu Organizacyjnego Symposium "Vibration in Physical Systems". Sekretarz Oddziału Poznańskiego Polskiego Towarzystwa mechaniki Teoretycznej i Stosowanej, Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej oraz Polskiego Towarzystwa Badań Nieniszczących i Diagnostyki Technicznej SIMP.

Dr inż. Roman BARCZEWSKI

Adiunkt w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Kierownik Laboratorium Diagnostyki Systemów. Specjalizacja: diagnostyka wibroakustyczna maszyn, techniki i metody cyfrowego przetwarzania sygnałów, pomiary i badania drgań i hałasu. Zajmuje się opracowaniem samouczących i samoorganizujących systemów diagnostycznych. Członek Zarządu Głównego Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, członek Normalizacyjnej Komisji Problemowej ds. Bezpieczeństwa Maszyn i Urządzeń technicznych PKN.

Mgr inż. Maciej TABASZEWSKI

Asystent w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Specjalizuje się w diagnostyce maszyn, programowaniu w C++, przetwarzaniu sygnałów, modelowaniu symptomów diagnostycznych. Uczestnik studium doktoranckiego na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej. Administrator serwera "NEUR"

Mgr Małgorzata WOJSZNIŚ

Asystent w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Specjalność: mechanika i wibroakustyka. Zajmuje się zagadnieniami dynamiki systemów mechanicznych i biomechanicznych. Uczestnik studium doktoranckiego na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej

Mgr inż. Włodzimierz PARNASOW

Starszy specjalista naukowo - techniczny. Konstruktor – elektronik. Obsługa zajęć dydaktycznych i prac naukowo badawczych w zakresie metrologii. Specjalność: przemysłowe systemy pomiarów drgań.

Przemysław NAPIERAŁA

Starszy technik. Obsługa pracowni mechanicznej Zakładu. Specjalizacja: mechanika precyzyjna w zakresie opracowywania i wykonania prototypów stanowisk badawczych i dydaktycznych

Mgr inż. Roman POPIELEWSKI

Starszy specjalista naukowo - techniczny. Zajmuje się aparaturą kontrolno pomiarową wykorzystywaną w Zakładzie. Wykonuje prace badawcze i konstrukcyjne w zakresie przetworników drgań mechanicznych i emisji akustycznej.

Jacek KUBIAK

Starszy technik. Obsługa techniczna laboratoriów badawczych i dydaktycznych. Specjalizacja: tworzenie i zarządzanie bazami danych zakładu.

ZAKOŃCZENIE

Jubileuszowe Tysiączne Otwarte Seminarium Zakładu Dynamiki i Wibroakustyki stało się faktem. Na uroczystej sesji naukowej wystąpiło wiele zaprzyjaźnionych z Zespołem Dynamiki i Wibroakustyki osób. Dziękujemy wszystkim za przyjęcie zaproszenia, czynny udział w Jubileuszowym Seminarium, za nadanie przez ten fakt uroczystej rangi Seminarium. Była to jeszcze jedna okazja do spotkania się w gronie przyjaciół z kraju i zagranicy oraz wymiany bogatej wiedzy w zakresie Dynamiki, Wibroakustyki i Diagnostyki Systemów.

Do zobaczenia na kolejnych otwartych seminariach Zakładu Dynamiki i Wibroakustyki Systemów prowadzonych przez Prof. Czesława CEMPLA. Z życzeniami dalszych sukcesów w pracach naukowych oraz z wyrazami poważania –

*Przewodniczący Komitetu Organizacyjnego
dr hab. inż. Marian W.DOBRY*

Recenzentami prac zgłoszonych na Tysiączne Otwarte Seminarium Zakładu Dynamiki i Wibroakustyki Systemów Instytutu Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej byli profesorowie:

Wojciech BATKO,
Adam CHARCHALIS,
Jan KICIŃSKI,
Józef KORWICZ,
Jan M. KOŚCIELNY,
Stanisław NIZIŃSKI,
Tadeusz UHL,
Zbigniew WALCZYK,
Andrzej WILK.

Konferencje, sympozja w 2001 r.

V KRAJOWA KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA DIAGNOSTYKA PROCESÓW PRZEMYSŁOWYCH 17 - 20 września 2001 r. - Łagów Lubuski

V Krajowa Konferencja Naukowo-Techniczna pt. "Diagnostyka Procesów Przemysłowych", DPP'01 jest kolejnym spotkaniem naukowców i inżynierów zainteresowanych problemami diagnostyki procesów, urządzeń, systemów technologicznych jak również komputerowych. Konferencja stanowi krajowe forum wymiany informacji naukowej i technicznej oraz doświadczeń w zakresie dyscypliny obejmującej zagadnienia diagnostyki technicznej, automatyki i informatyki. Celem Konferencji jest integracja środowisk naukowych z inżynierami automatykami, technologami, energetykami zajmującymi się w przemyśle problemami rozpoznawania stanów awaryjnych i zabezpieczeń procesów.

ORGANIZATORZY

Institut Sterowania i Systemów Informatycznych
Politechnika Zielonogórska
Katedra Systemów Automatyki - Politechnika Gdańska
Instytut Automatyki i Robotyki - Politechnika Warszawska
ADRES DO KORESPONDENCJI
Sekretariat DPP'2001
Instytut Sterowania i Systemów Informatycznych
Politechnika Zielonogórska
ul. Podgórna 50 65-246 Zielona Góra
te.: (068) 32-82-422
E-mail: {J.Korbicz,Kpatan}@irio.pz.zgora.pl

IX KONGRES EKSPLOATACJI URZĄDZEŃ TECHNICZNYCH 25 - 28 września 2001 r. - Krynica CEL KONGRESU

Analiza i ocena aktualnego stanu eksploatacji urządzeń technicznych w gospodarce, postępu nauki o eksploatacji, prezentacji wyników badań i ich wykorzystania oraz perspektyw rozwoju.

ORGANIZATORZY

Sekcja Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn
Polskiej Akademii Nauk
ADRES DO KORESPONDENCJI:
Instytut Technologii Eksploatacji
Beata Belina 26-600m Radom ul. Puławskiego 6/10
tel (048) 439-03
E-mail: instytut@itee.radom.pl

OGÓLNOPOLSKIE SYMPOZJUM "DIAGNOSTYKA MASZYN"

Instytut Transportu Politechniki Śląskiej informuje, że przystępuje do organizacji XXVIII Ogólnopolskiego Sympozjum nt.: "Diagnostyka Maszyn". Współorganizatorami konferencji są:
- Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej;
- Zespół Diagnostyki Sekcji Podstaw Eksploatacji KBN PAN.
Organizatorzy uprzejmie zapraszają do wzięcia udziału w obradach, które odbędą się w dniach 26 lutego do 03 marca 2001 roku w DW "Wrzos" w Węgierskiej Górcie.
Tematyka sympozjum obejmuje diagnozowanie elementów maszyn różnymi metodami, a w tym także wibroakustycznymi. Sympozjum ma charakter szkoleniowy, co umożliwi pokrycie kosztów uczestnictwa przez pracodawcę.
ADRES DO KORESPONDENCJI
dr hab. inż. Janusz Gargulski-Politechnika Śląska Instytut Transportu
40-019 Katowice, ul. Krasińskiego 8
tel. (032) 255-48-85 w 164 lub tel/fax (032) 255-45-53
e-mail: gargulski@polsl.katowice.pl

II MIĘDZYNARODOWA KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA EXPLO-DIESEL'01

23 - 27 kwietnia 2001 r.
Międzyzdroje - Kopenhaga

Celem Konferencji jest umacnianie sprzężeń nauka-praktyka i współtworzenie krajowego forum wymiany informacji o walorach poznawczych i utylitarnych z zakresu projektowania, wytwarzania i szeroko rozumianej eksploatacji silników o zapłonie samoczynnym, a także tych maszyn i innych urządzeń, których utrzymanie ich w ruchu, czyli w stanach energetycznych umożliwiających ich pracę w danych warunkach zewnętrznych.

ORGANIZATORZY

Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa
Politechniki Gdańskiej
Katedra Siłowni Okrętowych,
Zespół Techniki Morskiej
Sekcji Technicznych Środków Transportu
Komitetu Transportu
Polskiej Akademii Nauk
ADRES DO KORESPONDENCJI
dr inż. Janusz Lemski
Katedra Siłowni Okrętowych
Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa
Politechniki Gdańskiej
80-952 Gdańsk, ul. Narutowicza 11/12
tel.: (058) 347-25-82
E-meil: sek4oce@pg.gda.pl

III MIĘDZYNARODOWA KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA MOTORYZACJA I ENERGETYKA ROLNICTWA MOTROL'2001

19 - 21 września 2001 r.
Lublin

CEL KONFERENCJI

Analiza i ocena aktualnego stanu wiedzy dotyczącej podstawowych problemów motoryzacji rolnictwa, postępu nauki z tej dziedziny, prezentacji wyników badań i ich wykorzystania w gospodarce żywnościowej kraju

ORGANIZATORZY

Katedra Pojazdów i Silników
Wydział Techniki Rolniczej
Akademia Rolnicza w Lublinie
Polska Akademia Nauk
Oddział w Krakowie
Komisja Naukowo-Problematyczna
Motoryzacji
Narodowy Uniwersytet
Rolniczy w Kijowie
ADRES DO KORESPONDENCJI:
Grzegorz Zając
Katedra Pojazdów i Silników
Akademii Rolniczej w Lublinie
20-612 Lublin
tel.: (081) 532-94-63
E-mail: Motorol@hortus.ar.lublin.pl

Polecamy uwadze czytelników

DYNAMIKA PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Badania i symulacja w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym
Pod redakcją naukową Zbigniewa Dąbrowskiego, Stanisława Radkowskiego, Andrzeja Wilka

W prezentowanej książce Autorzy podejmują ważną i aktualną problematykę związaną ze zjawiskami dynamicznymi zachodzącymi w przekładniach zębatych.

Ostra konkurencja i nasycenie rynku wymusiły w budowie maszyn dążność konstruktorów do minimalizacji nie tylko kosztów wytwarzania, lecz także kosztów eksploatacji, łącznie z utylizacją odpadów. Tak zorientowane projektowanie maszyn wymaga innego spojrzenia na zagadnienia optymalizacji. Funkcjonał jakości maszyny powinien zostać uzupełniony o zmienne decyzyjne, zależne od czasu eksploatacji opisujące trwałość, niezawodność, stopień ryzyka oraz wszelkie jego zmiany funkcjonalne wynikające ze zmiany stanu w procesie eksploatacji.

Zdaniem Autorów istotnym zagadnieniem jest dynamiczne oddziaływanie przekładni zębatej, jako podstawowego elementu maszyny, na pracę systemu technicznego. Przekładnia zębata jest złożonym obiektem, który z samej swej zasady działania stanowi generator drgań mechanicznych. Tym samym dynamiczne oddziaływanie przekładni powoduje zaburzenie przenoszonego momentu obrotowego, wzrost poziomu drgań przenoszonych przez konstrukcję i wzrost hałasu.

W procesie optymalizacji wszystkie wymienione czynniki stanowią naturalne ograniczenia funkcjonalne. Obserwowane zmiany efektów dynamicznych pozwalające określić stan obiektu pod warunkiem, że dysponujemy właściwym algorytmem wnioskowania diagnostycznego.

W niniejszym opracowaniu Autorzy skoncentrowali się na badaniu różnych klas modeli i sposobów modelowania, a uzyskane wyniki porównywano z danymi z badań eksperymentalnych uzyskanych na stanowiskach laboratoryjnych.

W książce opisano sposoby modelowania dynamiki przekładni, modele kinematyczne przekładni zębatych, w tym z uwzględnieniem podatności zazębienia, modele dynamiczne przekładni (palisadowe) oraz modelowanie przekładni za pomocą interferencji pozornej. Następnie scharakteryzowano badania symulacyjne przekładni zębatej oraz symulację na podstawie modelu interferencji pozornej.

W badaniach stanowiskowych zweryfikowano wcześniej przedstawione metody symulacyjne. Opisano stanowiska mocy krążącej FZG, podano uwarunkowania i ograniczenia związane z przebiegiem badań stanowiskowych. Przedstawione rezultaty badań dotyczyły zużycia powierzchni roboczych zębów i innych uszkodzeń oraz luzu międzyzębnego na aktywność wibroakustyczną.

Przedstawione przez autorów obszerne wyniki badań symulacyjnych i empirycznych wskazują na znaczną zgodność wnioskowania jakościowego.

Prezentowane przez Autorów metody pozwalają na bieżącą kontrolę stanu przekładni, identyfikację uszkodzeń oraz przewidywanie dalszego okresu użytkowania.

Wieloletnie doświadczenia naukowe dwóch Zespołów Badawczych z Instytutu Transportu Politechniki Śląskiej i Instytutu Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej przedstawiono w książce w sposób przejrzysty, podając nowe i efektywne metody i procedury badawcze. Książkę polecam wszystkim, którzy zajmują się budową, eksploatacją i diagnostyką przekładni zębatych, a także innych złożonych obiektów technicznych..

Ryszard Michalski

Rada Programowa:

Czesław Cempel - **Przewodniczący** (Politechnika Poznańska)

Członkowie:

Jan Adameczyk (AGH w Krakowie)

Wojciech Batko (AGH w Krakowie)

Adam Charchalis (AMW w Gdyni)

Wojciech Cholewa (Politechnika Śląska)

Zbigniew Dąbrowski (Politechnika Warszawska)

Jan Kiciński (IMP w Gdańsku)

Jerzy Kisielowski (Politechnika Warszawska)

Ryszard Michalski - Redaktor Naczelny (UWM)

Stanisław Niziński (UWM w Olsztynie)

Zenon Orłowski (IE w Warszawie)

Zbigniew Osiński (Politechnika Warszawska)

Stanisław Radkowski (Politechnika Warszawska)

Tadeusz Uhl (AGH w Krakowie)

Andrzej Wilk (Politechnika Śląska)

Bogdan Żółtowski (ATR w Bydgoszczy)

KONTO PTDT: Bank Przemysłowo Handlowy w Krakowie, XIV Oddział w Warszawie, Al. Jerozolimskie nr 7, 00-950 Warszawa, nr konta: 320007-7663-132.

OD REDAKCJI: Informujemy, że istnieje możliwość zamieszczania w "DIAGNOSTYCE" ogłoszeń i reklam. Szczegółowych informacji udzielamy pod numerem telefonu: (089) 523-34-63. Jednocześnie prosimy czytelników o nadsyłanie uwag i propozycji dotyczących formy i treści naszego pisma. Zachęcamy również wszystkich do czynnego udziału w jego kształtowaniu poprzez nadsyłanie własnych opracowań związanych z problematyką diagnostyki technicznej. Zwracamy się z prośbą o nadsyłanie informacji o wydanych własnych pracach nt. diagnostyki technicznej oraz innych pracach wartych przeczytania dostępnych zarówno w kraju jak i zagranicą.

Redagował zespół: *Roman Barczewski (PP), Marian Witalis Dobry (PP),*

Zdzisław Golec (PP), Krzysztof Ligier (UWM), Ryszard Michalski (UWM) - redaktor naczelny, Paweł Mikołajczak (UWM).

Adres Redakcji: Instytut Inżynierii Mechanicznej, Uniwersytet Warmińsko - Mazurski,

10-736 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 11, tel. i fax: (089) 523-34-63,

e-mail: michr@uwm.edu.pl