

DIAGNOZA - GENEZA - PROGNOZA => PODSTAWA KAŻDEJ DECYZJI

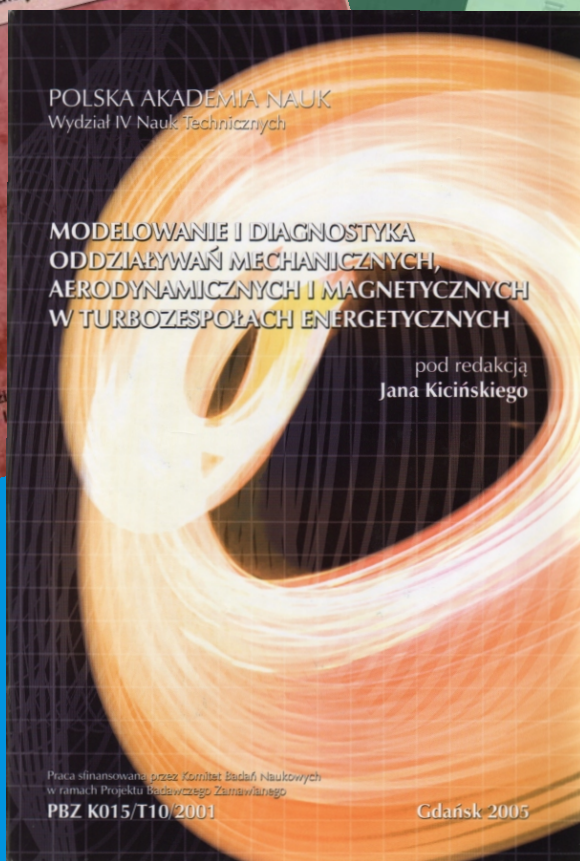
Polskie
Towarzystwo
Diagnostyki
Technicznej

afiliowane przy

Wydziale Nauk
Technicznych
Polskiej Akademii Nauk

Diagnostyka

ISSN 641-6414



VOL. 34
2005 r.

Rada programowa

Przewodniczący:

prof. dr hab. dr h.c. mult. **Czesław CEMPEL** *Politechnika Poznańska*

Redaktor Naczelny:

prof. dr hab. inż. **Ryszard MICHAŁSKI** *UWM w Olsztynie*

Członkowie:

prof. dr hab. inż. **Jan ADAMCZYK**
AGH w Krakowie

dr inż. **Roman BARCZEWSKI**
Politechnika Poznańska

prof. dr hab. inż. **Walter BARTELMUS**
Politechnika Wrocławska

prof. dr hab. inż. **Wojciech BATKO**
AGH w Krakowie

prof. dr hab. inż. **Lesław BĘDKOWSKI**
WAT Warszawa

prof. dr hab. inż. **Adam CHARCHALIS**
Akademia Morska w Gdyni

prof. dr hab. inż. **Wojciech CHOLEWA**
Politechnika Śląska

prof. dr hab. inż. **Zbigniew DĄBROWSKI**
Politechnika Warszawska

prof. dr hab. inż. **Marian DOBRY**
Politechnika Poznańska

dr inż. **Tomasz GAŁKA**
Instytut Energetyki w Warszawie

prof. dr hab. inż. **Jan KICIŃSKI**
IMP w Gdańsku

prof. dr hab. inż. **Jerzy KISIŁOWSKI**
Politechnika Warszawska

prof. dr hab. inż. **Wojciech MOCZULSKI**
Politechnika Śląska

prof. dr hab. inż. **Stanisław NIZIŃSKI**
UWM w Olsztynie

prof. dr hab. inż. **Stanisław RADKOWSKI**
Politechnika Warszawska

prof. **Bob RANDALL**
University of South Wales-Australia

prof. dr **Raj B.K.N. RAO**
president COMADEM International –Anglia,

prof. **Menad Sidahmed**
University of Technology Compiègne – Francja,

prof. dr hab. inż. **Tadeusz UHL**
AGH w Krakowie

prof. **Vitalijus VOLKOVAS**
Kaunas University-Litwa,

prof. dr hab. inż. **Andrzej WILK**
Politechnika Śląska

prof. **Alexandr YAVLENSKY**
Aerospace University Sankt Petersburg – Rosja,

prof. dr hab. inż. **Bogdan ŻÓŁTOWSKI**
ATR w Bydgoszcz

Obszar zainteresowania czasopisma to problemy diagnostyki, identyfikacji stanu technicznego i bezpieczeństwa maszyn, urządzeń, systemów i procesów w nich zachodzących.

Drukujemy oryginalne prace teoretyczne, aplikacyjne, przeglądowe i krótkie doniesienia z badań, innowacji i kształcenia w tych zagadnieniach.

Recenzenci nadesłanych prac:

Prof. dr hab. inż. **Piotr BIELAWSKI**
prof. dr hab. inż. **Wojciech BATKO**
prof. dr hab. inż. **Zbigniew ENGEL** – dr hc.
prof. dr hab. inż. **Jan KICIŃSKI**
dr hab. inż. **Sylwester KŁYSZ** – prof. ndzw.
dr hab. inż. **Zbigniew KORCZEWSKI** – prof. ndzw.
prof. dr hab. inż. **Krzysztof KOSOWSKI**
dr hab. inż. **Piotr KRZYWORZEKA**

dr hab. inż. **Bogusław ŁAZARZ**
prof. dr hab. inż. **Ryszard MICHAŁSKI**
prof. dr hab. inż. **Stanisław NIZIŃSKI**
prof. dr hab. inż. **Józef SZALA**
prof. dr hab. inż. **Tadeusz UHL**
prof. dr hab. inż. **Andrzej WILK**
prof. dr hab. inż. **Maciej WOROPAY**

WYDAWCA:

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

REDAKTOR NACZELNY:

prof. dr hab. inż. Ryszard MICHAŁSKI

CZŁONKOWIE KOMITETU REDAKCYJNEGO:

dr inż. Paweł MIKOŁAJCZAK
mgr inż. Krzysztof LIGIER

SEKRETARZ REDAKCJI:

dr inż. Sławomir WIERZBICKI, tel.: (0-89) 523-37-51

REDAKCJA CZASOPISMA:

Uniwersytet Warmiński – Mazurski w Olsztynie,
Katedra Eksploatacji Pojazdów i Maszyn
10-736 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 11,
tel./fax: (0-89) 523-34-63
e-mail: diagnostyka@uwm.edu.pl

KONTO PTDT:

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

Wydanie dofinansowane przez Ministra Nauki i Informatyzacji

Spis treści

SŁOWO REDAKTORA NACZELNEGO	5
INFORMACJE PTDT	6
ARTYKUŁY GŁÓWNE	
CEMPEL Czesław – Politechnika Poznańska,	7
<i>Implementing Multidimensional Inference Capability In Vibration Condition Monitoring</i> <i>Wprowadzenie wnioskowania wielowymiarowego do diagnostyki drganiowej</i>	
Leszek MAJKUT – AGH Kraków	15
<i>Modelowanie pęknięcia w wibroakustycznej diagnostyce według modelu</i> <i>Crack Modelling In Vibroacoustic Model Based Diagnostics</i>	
Czesław CEMPEL, Maciej TABASZEWSKI – Politechnika Poznańska	23
<i>Skalowanie obserwacji w wielowymiarowej diagnostyce maszyn niestacjonarnych</i> <i>Multidimensional Vibration Condition Monitoring Of Nonstationary Systems In Operation By Symptom Rescaling</i>	
Marcin BEDNAREK – Politechnika Rzeszowska, Lesław BĘDKOWSKI, Tadeusz DĄBROWSKI – WAT	31
<i>Wybrane funkcje systemu dozoru i terapeutycznego w układzie komunikacji</i> <i>The Selected Functions Of Supervision And Therapeutic System In A Communication System</i>	
Marcin BEDNAREK – Politechnika Rzeszowska, Lesław BĘDKOWSKI, Tadeusz DĄBROWSKI – WAT	37
<i>Wieloprosesowe ujęcie eksploatacji układu komunikacji</i> <i>A Multiprocess Approach To An Operation Of Communication System</i>	
Grzegorz BORUTA, Marcin JASIŃSKI – WAT	43
<i>Wykorzystanie analizy składowych głównych w diagnostyce silników o zapłonie samoczynnym</i> <i>Use Of The Principal Components Analysis In The Diesel Diagnostics</i>	
Lesław BĘDKOWSKI, Tadeusz DĄBROWSKI – WAT	51
<i>Analiza wpływu informacji diagnostycznej na wybrane wskaźniki niezawodnościowe</i> <i>The Diagnostic Information Influence On Chosen Reliability Indices Analysis</i>	
Wojciech P. RDZANEK JR., Witold RDZANEK – University of Rzeszów, Wiktor M. ZAWIESKA – Central Institute for Labour Protection	59
<i>The Reactive Sound Power Of A Circular Plate Within The Low Frequencies</i> <i>Moc bierna dźwięku płyty kołowej w zakresie niskich częstotliwości</i>	
Andrzej JURKIEWICZ, Sebastian MULARZ – AGH Kraków	63
<i>Technologia sprężania i nasuwania konstrukcji mostowych ASIN KPRM</i> <i>The Technology Of Stressing And Sliding Over Of Bridge Constructions ASIN KPRM</i>	
Józef SZALA – Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy	71
<i>Ocena stanu obiektu poddanego eksploatacyjnym obciążeniom na podstawie hipotezy linii stałych uszkodzeń zmęczeniowych</i> <i>Evaluation Of The State Of An Object Under Service Loading On The Basis Of Hypothesis Of Constant Fatigue Damage Lines</i>	
Hieronim JAKUBCZAK – Politechnika Warszawska	79
<i>Ocena pewności działania konstrukcji nośnych narażonych na pękanie zmęczeniowe</i> <i>Cost Of Reliability Assurance Of Structural Components Prone To Fatigue Failure</i>	
Kazimierz WITKOWSKI – Akademia Morska w Gdyni	85
<i>Stan diagnostyki technicznej okrętowych silników tłokowych</i> <i>The Status Of The Marine Diesel Engines Technical Diagnostic</i>	
Adam CHARCHALIS – Akademia Morska Gdynia	93
<i>Warunki przeprowadzania i weryfikacji oceny diagnostycznej na okręcie</i> <i>Conditions Of Carrying Out And Verification Of Diagnostic Evaluation In A Vessel</i>	
Adam OLEJNIK Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni	99
<i>Diagnostyka obiektów podwodnych z wykorzystaniem pojazdu typu ROV</i> <i>ROV In Underwater Object Visual Inspection</i>	
Robert GUMIŃSKI, Stanisław RADKOWSKI – Politechnika Warszawska	105
<i>Zastosowanie modeli proporcjonalnych w analizie ryzyka</i> <i>Using Of Proportional Hazards Models In Reliability Analysis</i>	
Piotr CZOP – LABMOD	111
<i>Parametric Approach To Rotating Machinery Diagnostics Under Transient Operating Conditions</i> <i>Parametryczne podejście do diagnostyki maszyn wirnikowych w przejściowych warunkach działania</i>	

Joanna IWANIEC Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie.....	115
<i>Zastosowanie metody nieparametrycznego wygładzania krzywych do analizy danych zmierzonych na obiekcie rzeczywistym metodą testu impulsowego</i>	
<i>Application Of Nonparametric Curve Smoothing Methods To Analysis Of Data Measured On Real Object By The Use Of Impulse Test</i>	
Jędrzej MĄCZAK, Maciej ZAWISZA – Politechnika Warszawska.....	121
<i>Miary zmęzeniowego uszkodzenia kół zębatych</i>	
<i>Measures In The Fatigue Tooth Damage</i>	
Renata WALCZAK – Politechnika Warszawska.....	127
<i>Zastosowanie wskaźników oceny efektywności energetycznej do diagnozowania systemu suszącego</i>	
<i>Energy Efficiency Ratios Utilization In Drying System Diagnosis</i>	
Izabela JÓZEFczyk – Politechnika Warszawska.....	137
<i>Dyskretna transformata falkowa dla wybranego modelu symulacyjnego sygnału wibroakustycznego.</i>	
<i>Discrete Wavelet Transform Of Select Simualated Vibro-Acoustic Signal</i>	

WARTO PRZECZYTAĆ

<i>Modelowanie i diagnostyka oddziaływań mechanicznych, aerodynamicznych i magnetycznych w turboszpławach energetycznych - pod redakcją J. KICIŃSKIEGO</i>	143
<i>Analiza ryzyka i diagnostyka procesów degradacyjnych i zmęzeniowych – pod redakcją S. RADKOWSKIEGO</i>	144
<i>Diagnostyka maszyn roboczych. Detekcja , relacje, wnioskowanie hybrydowe – pod redakcją R. MICHAŁSKIEGO</i>	144
KONFERENCJE.....	145

SŁOWO REDAKTORA NACZELNEGO

Szanowni Czytelnicy !

W przedstawionych w tym numerze Diagnostyki artykułach naukowych i polecanych opracowaniach książkowych rozpatrywane są zagadnienia diagnostyki w różnych aspektach, poczynając od wnioskowania wielowymiarowego, wieloprosesowego ujęcia eksploatacji, analizy ryzyka i diagnostyki procesów degradacyjnych (w tym zmęzeniowych), poprzez wpływ informacji diagnostycznych na niezawodność maszyn oraz kompleksowe spojrzenie na oddziaływania mechaniczne, aerodynamiczne i magnetyczne w dużych maszynach energetycznych (praca zbiorowa pod red. J. Kicińskiego).

Opisano nowo opracowane narzędzia badawcze w postaci różnych modeli i pakietu użytecznych programów komputerowych wraz z aplikacjami. Jak wynika z prezentowanych prac, diagnostyka techniczna coraz częściej jest łącznikiem wielu zagadnień z obszaru budowy i eksploatacji maszyn, tj. bezpieczeństwa, niezawodności, procesów degradacyjnych i zmęzeniowych, oddziaływania szeregu czynników fizyko-chemicznych itd.

Szanownych Czytelników zachęcam do wnikliwej lektury po wakacjach.



INFORMACJE PTDT

W dniu 01.03.2005r. w Węgierskiej Górcie odbył się Nadzwyczajny Walny Zjazd PTDT. Miał on na celu przyjęcie zmian w statucie w związku z zamiarem ubiegania się o status organizacji pożytku publicznego. Pełny wykaz zmian w statucie publikujemy poniżej

Zmiany w Statucie Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej uchwalone przez Nadzwyczajny Walny Zjazd PTDT w Węgierskiej Górcie w dniu 01.03.2005 r.

1. § 3 otrzymuje brzmienie:

Terenem działalności PTDT jest obszar Unii Europejskiej, a siedzibą władz naczelnych jest m. st. Warszawa.

2. § 4 otrzymuje brzmienie:

PTDT działa na podstawie prawa o stowarzyszeniach oraz ustawy o działalności pożytku publicznego. Posiada osobowość prawną i jest organizacją pożytku publicznego.

3. §9 p.1 otrzymuje brzmienie:

1. Integracja osób i zespołów zajmujących się diagnostyką na terenie Rzeczypospolitej Polskiej oraz rozwijanie kontaktów i współpracy międzynarodowej zgodnie z ideą integracji europejskiej.

4. §12 p.1 otrzymuje brzmienie:

1. Członkiem zwyczajnym może być każda osoba posiadająca obywatelstwo polskie lub obce, wykazująca się działalnością o charakterze zawodowym, naukowym, dydaktycznym, wdrożeniowym, popularyzatorskim lub przejawiająca zainteresowanie w dziedzinie diagnostyki technicznej.

5. § 14 p.3 otrzymuje brzmienie:

3. Regularnego opłacania składek członkowskich. Z obowiązku opłacania składek członkowskich zwolnieni są emeryci oraz renciści.

6. Do § 14 dodaje się punkt:

4. Uaktualniania swoich danych osobowych w ciągu 3 miesięcy od ich zmiany.

7. § 22 p.3 otrzymuje brzmienie:

3. W Walnym Zejeździe Delegatów biorą udział delegaci wybrani przez walne zebrania

oddziałów w stosunku jeden delegat na liczbę członków zwyczajnych, ustaloną przez Zarząd, lub wszyscy członkowie PTDT.

8. § 22 p.5 otrzymuje brzmienie:

5. Walny Zjazd Delegatów jest prawomocny, jeżeli uczestniczy w nim co najmniej 2/3 delegatów, a w drugim terminie bez względu na liczbę delegatów.

9. Do § 28 dodaje się punkty:

3. Uchwały Głównej Komisji Rewizyjnej są podejmowane zwykłą większością głosów, czyli uchwała jest ważna, gdy otrzyma co najmniej 4 głosy.

4. Komisja Rewizyjna sprawuje kontrolę nad działalnością PTDT w zakresie działalności pożytku publicznego.

10. Do § 41 dodaje się punkt:

6. Zabrania się:

- udzielania pożyczek lub zabezpieczenia zobowiązań majątkiem PTDT w stosunku do jego członków, członków organów lub pracowników oraz osób, z którymi pracownicy pozostają w związku małżeńskim albo w stosunku pokrewieństwa lub powinowactwa w linii prostej, pokrewieństwa lub powinowactwa w linii bocznej do drugiego stopnia albo są związani z tytułu przysposobienia, opieki lub kurateli, zwanych dalej „osobami bliskimi”,
- przekazywania majątku PTDT na rzecz jego członków, członków organów lub pracowników oraz ich osób bliskich na zasadach innych niż w stosunku do osób trzecich, w szczególności jeżeli przekazanie to następuje bezpłatnie lub na preferencyjnych warunkach,
- wykorzystywania majątku PTDT na rzecz jego członków, członków organów lub pracowników oraz ich osób bliskich na zasadach innych niż w stosunku do osób trzecich, chyba że wykorzystanie to wynika bezpośrednio ze statutowego celu PTDT albo podmiotu, o którym mowa w art.3 ust.3 Ustawy z dnia 24 kwietnia 2003 r. o działalności pożytku publicznego i wolontariacie (Dz.U. 2003 Nr 96, poz. 873 ze zm.),
- zakupu na szczególnych zasadach towarów lub usług od podmiotów, w których uczestniczą członkowie PTDT, członkowie jego organów lub pracownicy oraz ich osoby bliskie.

IMPLEMENTING MULTIDIMENSIONAL INFERENCE CAPABILITY IN VIBRATION CONDITION MONITORING¹

CEMPEL Czesław

Politechnika Poznańska

ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, email: czeslaw.cempel@put.poznan.pl

Abstract

Contemporary measuring technology in condition monitoring of critical systems allow us to form diagnostic symptom observation vector, with components different physically, and to extract fault information from such created symptom observation matrix. This is possible by using singular value decomposition algorithm and specially written program, which enable also to optimize the dimensionality of symptom observation vector, and to extract needed diagnostic information. We can use as the next, the concept of symptom reliability and symptom hazard rate to calculate the symptom limit value, for system maintenance planning and execution. It seems to be possible to perform these task in an autonomous way, and adding also the knowledge base and learning loop, creating in this way some first approach to Condition Inference Agent (CIA).

Keywords: multi dimensional observation, symptom observation matrix, singular value decomposition, generalized fault symptoms, symptom reliability, symptom limit value, condition inference agent.

WPROWADZENIE WNIOSKOWANIA WIELOWYMIAROWEGO DO DIAGNOSTYKI DRGANIOWEJ

Streszczenie

Współczesne technologie pomiarowe w diagnostyce obiektów krytycznych pozwalają nam formułować bardzo bogaty wektor obserwacji diagnostycznej obiektu, ze składowymi o różnej naturze fizycznej. Uformowana w ten sposób macierz symptomowej obserwacji zawiera informację o wielowymiarowej przestrzeni uszkodzeń rozwijającej się w czasie życia obiektu. Jak się okazuje, ekstrakcja tej informacji jest możliwa przez zastosowanie rozkładu względem wartości szczególnych (SVD). Możemy w ten sposób formułować uogólnione symptomy uszkodzeń, a uwzględniając koncepcję niezawodności symptomowej wyznaczyć wartość graniczną symptomu dla bezpiecznej eksploatacji. Możliwa jest też informacyjna ocena pierwotnie mierzonych symptomów i optymalizacja wektora obserwacji. W ten sposób można zwołać myśleć o projekcie samodzielnego agenta diagnostycznego - CIA.

Słowa kluczowe: obserwacja wielowymiarowa, macierz symptomowej obserwacji, rozkład względem wartości szczególnych, uogólnione symptomy uszkodzeń, niezawodność symptomowa, wartość graniczna symptomu.

1. INTRODUCTION

Condition monitoring of critical machinery depends on observation of some **symptoms**², (like amplitudes of vibration, the temperature, etc), and comparing them with their limit values, usually determined by some long term experience. In most cases, even for sophisticated machinery like turbo set, every measurable symptom S_i is monitored and assessed separately, by its specific symptom **limit value** S_{li} . But contemporary advances of measuring technology, connected with intelligent sensors allow us to measure and process several symptoms at the same time. Moreover, we can have also as measured some parameters of system operation, like mechanical or electrical load, the temperature, etc, or at least the system **lifetime** counter θ , as the first assessment of just enumerated components of so called logistic vector L , (see for example [1]).

In this way we can form symptom observation vector with many components, and measure it sequentially over the span of system life; $0 \leq \theta \leq \theta_b$, with each row as separate observation of symptom vector. This gives us so called Symptom Observation Matrix (**SOM**), with columns being the component of

observed symptom vector S , and rows as successive observation; $S(\theta_1), S(\theta_2), \dots$. In other words, we have **multidimensional** symptom space for system condition monitoring, and in the theory it is possible to extract from this symptom observation space, the full description of system degradation taking place during its life. As was shown in [2] using singular value decomposition (**SVD**), and lately also principal component analysis (**PCA**) [3], it is possible to decompose information contained in SOM into information descending independent components called **generalized symptoms**, which seems to describe independent **faults** evolving in an operating system.

As one can suspect some symptoms can be more diagnostic oriented in a given case, so there is optimization task and challenge to provide along with the condition assessment. This challenge concerns also the determination of symptom limit values S_{li} , as after the decomposition of SOM we have no longer originally measured symptoms, but some generalized ones. However basing on **symptom distribution** theory elaborated initially in [4] [6], and later

symptom reliability and hazard in [5], we can solve this problem basing only on currently assessed SOM. Finally it seems to be possible to implement a learning loop into just described methodology and to try to develop some Condition Inference Agent (CIA) for diagnostics of **unitary** critical systems. These problems are described, some of them solved and synthesized in this paper, along with some computational program, which makes much easier this enormous task.

2. MULTIDIMENSIONALITY IN CONDITION MONITORING AND SYMPTOM OBSERVATION REDUNDANCY

Let us take into consideration a critical machine in operation. During its life $0 < \theta < \theta_b$, (θ_b –anticipated breakdown time), several independent **faults**; $F_t(\theta)$, $t = 1, 2, \dots, u$, are growing. We would like to identify and assess these faults by forming and measuring the symptom observation vector; $[S_m] = [S_1, \dots, S_r]$, which may have components different physically, like vibration amplitudes, temperature, machine load, etc. In order to track machine condition evolution (faults), we are making equidistant reading of above symptom vector in the lifetime moments; θ_n , $n = 1, \dots, p$, $\theta_p \leq \theta_b$, forming in this way the rows of symptom observation matrix (SOM). From the previous research and papers [7], [2] we know that the best way of SOM pre processing is to center it (remove), and normalize (divide it) to symptom initial value; $S_m(\theta) = S_{0m}$, of each given symptom (column of SOM). From these research it is also known that amount of diagnostic information in SOM increases if we append the lifetime θ column, as the first approximation of system logistic vector L . This gives us dimensionless symptom observation matrix in the form

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

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

As it was already said in the introduction, we apply now to the dimensionless SOM (1), the Singular Value Decomposition (SVD), and principal component analysis (PCA), in the form

$$O_{pr} = U_{pp} * \Sigma_{pr} * V_{rr}^T, \quad (T\text{-matrix transposition}), \quad (2)$$

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

$$\Sigma_{pr} = \text{diag}(\sigma_1, \dots, \sigma_l), \text{ and } \sigma_1 > \sigma_2 > \dots > \sigma_u > 0, \quad (3)$$

$$\sigma_{u+1} = \dots = \sigma_l = 0, \quad l = \max(p, r), \quad u = \min(p, r).$$

The above means, that from the r measured symptoms we can extract only $u \leq r$ independent sources of diagnostic information describing evolving generalized faults F_t (see Fig. 1). As it is seen from Fig. 1 upper left picture, only a few developing faults are making essential contribution to total fault information, the rest of generalized faults are below the level of 10% noise. What is important here, that such SVD

decomposition can be made currently, after each new observation of the symptom vector; $n = 1, \dots, p$, and in this way we can trace the faults evolution in a system (see Fig. 5). From the current research of this idea [3], we can say that the most fault oriented indices obtained from SVD/PCA is the first pair: (SD_t, σ_t), and the sum of all indices; **SumSD_t**, **Sumσ_t**. The first fault indices **SD_t** can be named as discriminant of the fault t , and one can get it as the SOM product and singular vector v_t , as below

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

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

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

The above discriminant $SD_t(\theta)$ can be also named as **fault profile**, and in turn singular value $\sigma_t(\theta)$ seems to be its advancement (energy norm).

The similar inference can be postulated to the meaning, and the evolution, of summation quantities, what can mean the total damage profile **SumSD_t(θ)**, and total damage advancement **Sumσ_t(θ)**,

$$\begin{aligned} \text{SumSD}_t(\theta) &= \sum_{i=1}^z SD_i(\theta) = \sum_{i=1}^z \sigma_i(\theta) \cdot u_i(\theta) = P(\theta), \\ \text{Sum}\sigma_i(\theta) &= \sum_{i=1}^z \sigma_i(\theta) \sim \sum_{i=1}^z F(\theta)_i = F(\theta). \end{aligned} \quad (7)$$

But the last relation seems to be not fully validated as yet, and it seems to also, that the condition inference based on the above summation measures; **Sum(*)** may stand for the first approach to multidimensional condition inference, as it is clearly seen from the Fig 1. Here railroad Diesel engine named **sil54d2** was diagnostically monitored by vibration measurements³ performed on the top of one of cylinders each ten thousand kilometer of mileage, up to the breakdown. Altogether 12 vibrational parameters were gathered in the symptom observation vector, beginning from the three acceleration amplitude measures; avg, rms, peak, three velocity, displacement, and Rice frequency measures, with the first component in the vector being always the engine lifetime θ .

In this way **SOM** of the engine has 13 columns, and as it is seen from the upper top right picture it contains information concerned with several faults F_t , but only two of them are prevailing the **10%** level of noise. The top right picture presents the life behavior of symptoms in SOM; from 0 km mileage up to the engine breakdown at 250.000km, together with the straight line being the course of the engine life θ . The bottom left picture shows the course of summation generalized fault discriminant **SumSD_t**, and **SD₁** below it, and again the rest of generalized fault discriminant is on the level of noise, near the zero line. The last picture, the bottom right shows the course of singular values σ_i , here the prevailing information is contained again in the summation discriminant, and the first one σ_1 , but the second singular value σ_2 grows substantially only after 100 thousand km mileage.

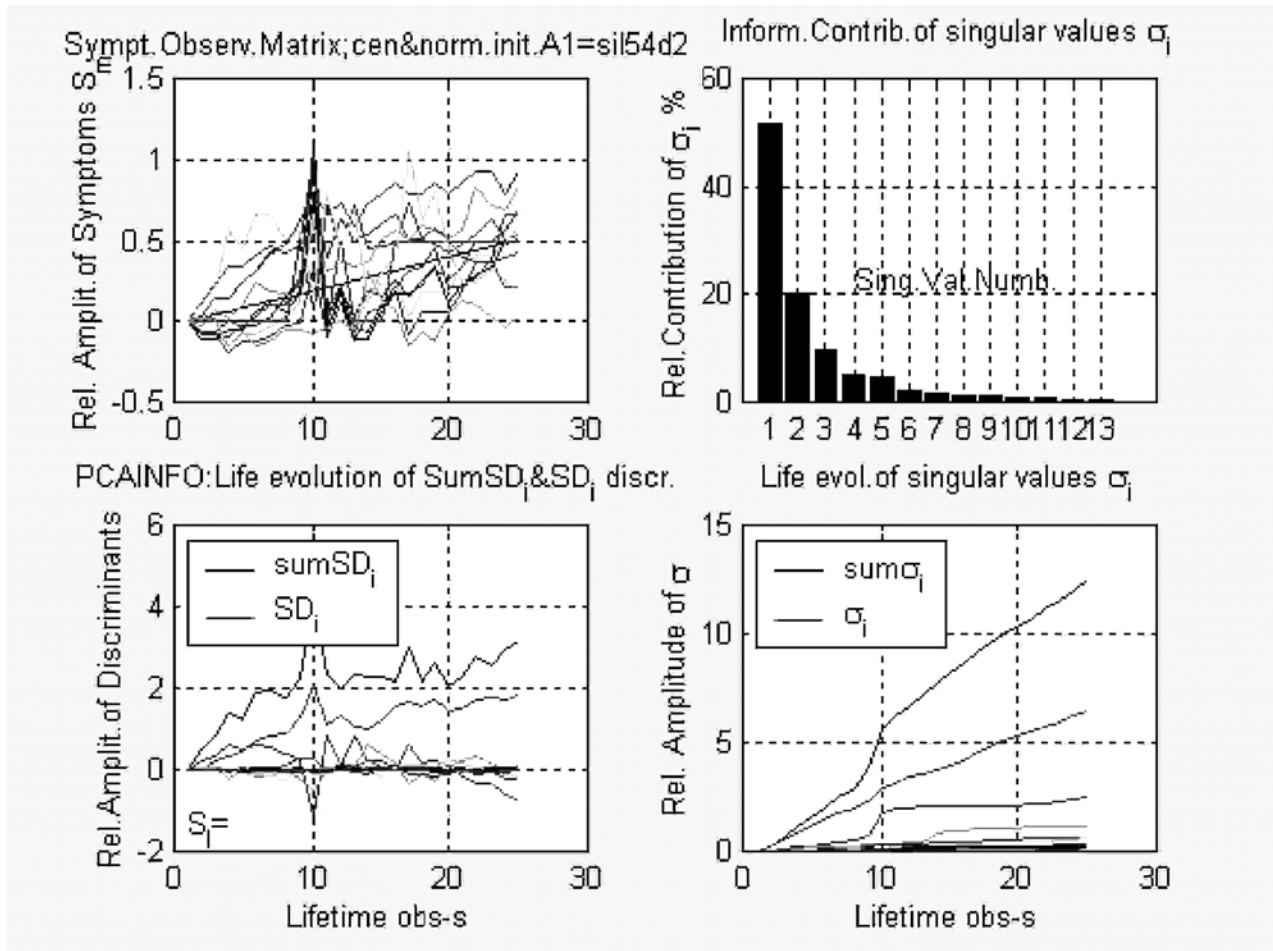


Fig. 1. The information contents of symptom observation matrix for a Diesel engine **sil54d2**, and independent fault indices **SD_i**, **σ_i** as discovered by SVD/PCA computation program

Now we can ask the question, the 13 component of symptom observation vector and only one significant generalized fault can be observed ! Hence, it has to be great redundancy in our symptom observation space and some of measured symptoms can be omitted, can one say which one, and how many of them? Next Fig. 2 gives some answer to this problem presenting two pictures, upper one with assessment of information contribution given by each symptom to the overall information resource in the SOM. One can notice clearly here, that last three symptoms (11 – 13), being the Rice frequencies of engine vibration can be really omitted. More detailed information on the contribution of each symptom to **SD_i** discriminant is shown on the bottom picture of Fig. 2. We can notice here, that again symptoms 11 – 13 are fully redundant, and the most informative symptom in our symptom observation vector is No 3. That means the root mean square acceleration amplitude A_{rms} , and the next one no7 the peak vibration velocity V_{peak} are essential, and the same is true for overall information contribution. Also the life symptom **0** (no 1) gives quite substantial amount of information to the overall resource in **SOM**, as well as

to **SD_i**. Another question can be posed with respect o observation vector, namely what kind of symptom we should chose to minimize observation redundancy ? May be to change the sensor location is enough, and we can use A_{rms} or similar symptom with large life dynamics in a different places of our object ? This problem addresses the next figure 3, where similar diesel engine were monitored vibrationally, by measuring A_{rms} at the top of each cylinder. It is seen from all pictures of the Fig. 3, that by measuring only one symptom, even with sensor separation over half a meter, gives us the information on the same fault only, and there is no gain in multiplying another sensor location. New information can be brought only by the new symptom which is different physically or has quite different frequency spectrum (acoustic emission, ultrasound, etc). We can use the same vibration symptom only if the damping of vibration in the structure is substantial, giving **no leakage** of information among sensors.

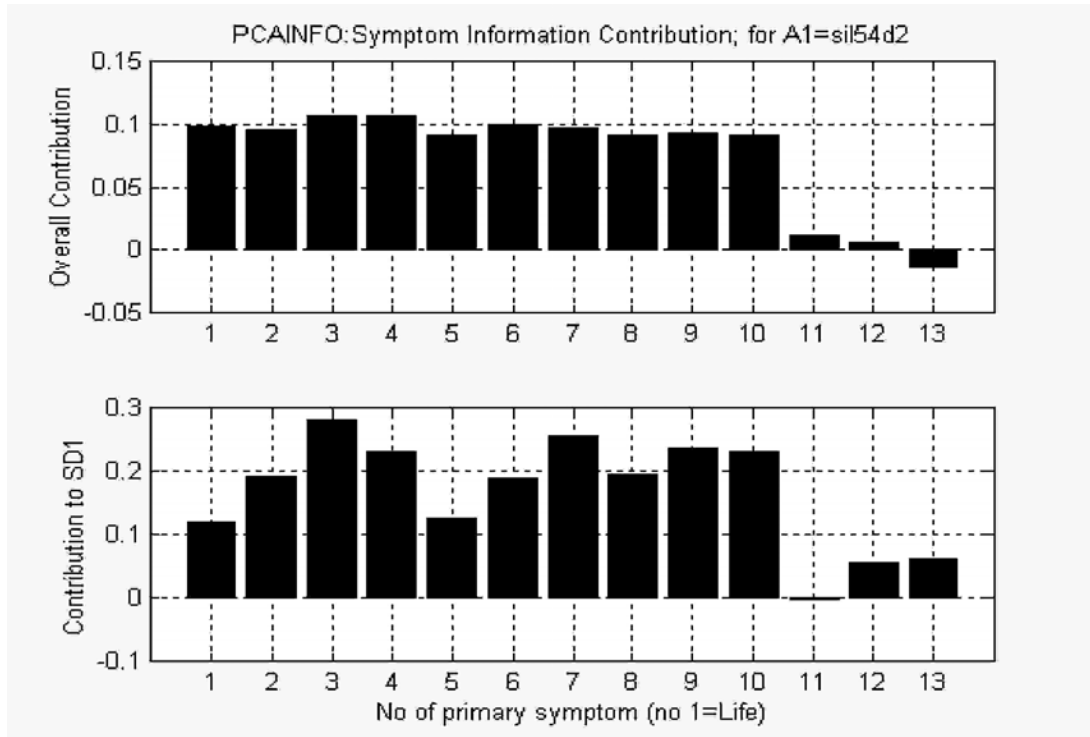


Fig. 2. The redundancy assessment of symptoms in the symptom observation space for the engine **sil54d2** (no 11 – 13 redundant)

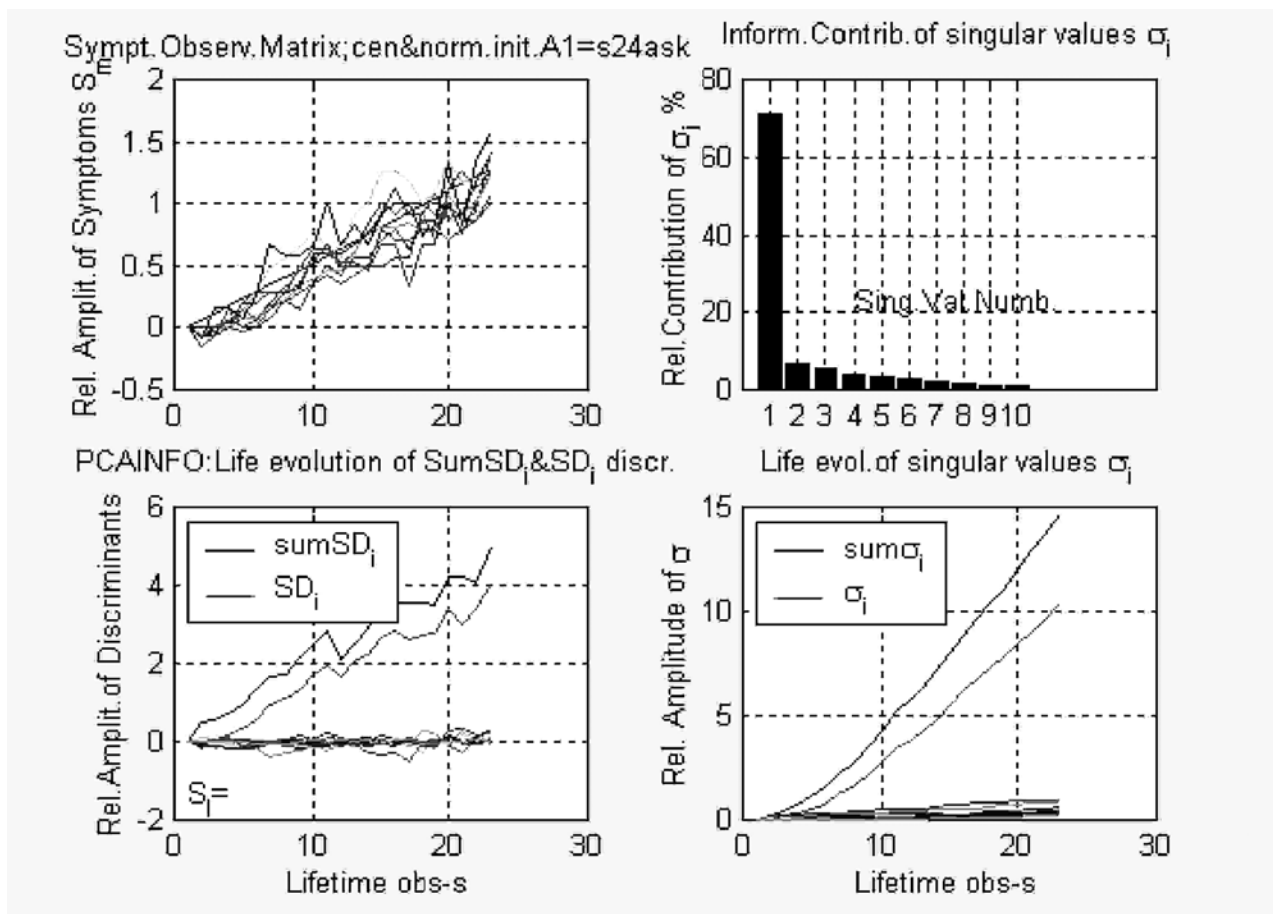


Fig. 3. Engine fault description and differentiation by 9 sensors measuring the same symptom A_{rms} , but located on different cylinders of another railroad diesel engine **S24** of the same type

3. GENERALIZED SYMPTOM RELIABILITY FOR CONDITION INFERENCE

Looking at Fig 1 and/or Fig 3 bottom left pictures we may know now the course of generalized symptoms in each particular case of multidimensional observation of critical mechanical system. We can also exclude redundant symptoms not carrying useful diagnostic information (see Fig. 2). But how to proceed with diagnostic inference and elaboration of "go/no go" maintenance decisions? On what basis we can determine the limit values S_l for generalized symptoms SD_i , or $\text{Sum}SD_i$ or both, shown on bottom left pictures of Fig.1 and 2 ?

But we can make the statistics of observations from the calculated generalized symptoms. Being more specific the cumulative distribution of generalized symptom of machine being in **good condition**. It was shown by the present author in several papers that such cumulative symptom distribution is equivalent to **symptom reliability** $R(S)$ [4], [5], and we can get from this also the new quantity called symptom **hazard rate**. Not going into the theory presented elsewhere, the symptom reliability can be used for determination of symptom limit value S_l by using Neyman-Pearson rule of statistical decision theory [4]. If we determine, or assume, the allowed probability of unneeded

(erroneous) repair of machines being in good condition, say A , knowing also the needed availability of the machine set, say G , so formula leading to determination of the symptom limit value S_l is simply

$$G \bullet R(S_l) = A, \Rightarrow S_l = f[R(S), A, G,]. \quad (8)$$

It seems to be simple to carry such calculation by some statistical program, Matlab® for example, moreover it was show also [4] that symptom reliability can be transformed to average symptom life curve $S(\theta/\theta_0)$ defined in the dimensionless system lifetime. The result of such calculations is shown on pictures of Fig. 4, where scale of symptom value was enlarged by +1 due to calculation convenience.

From these two pictures one can conclude, that both of them can be used for effective condition inference and condition based maintenance. The generalized symptom reliability allows us to assess the symptom limit value S_l , while generalize symptom life curve enable us to trace the life evolution of our critical system, and to make right maintenance decision just on time.

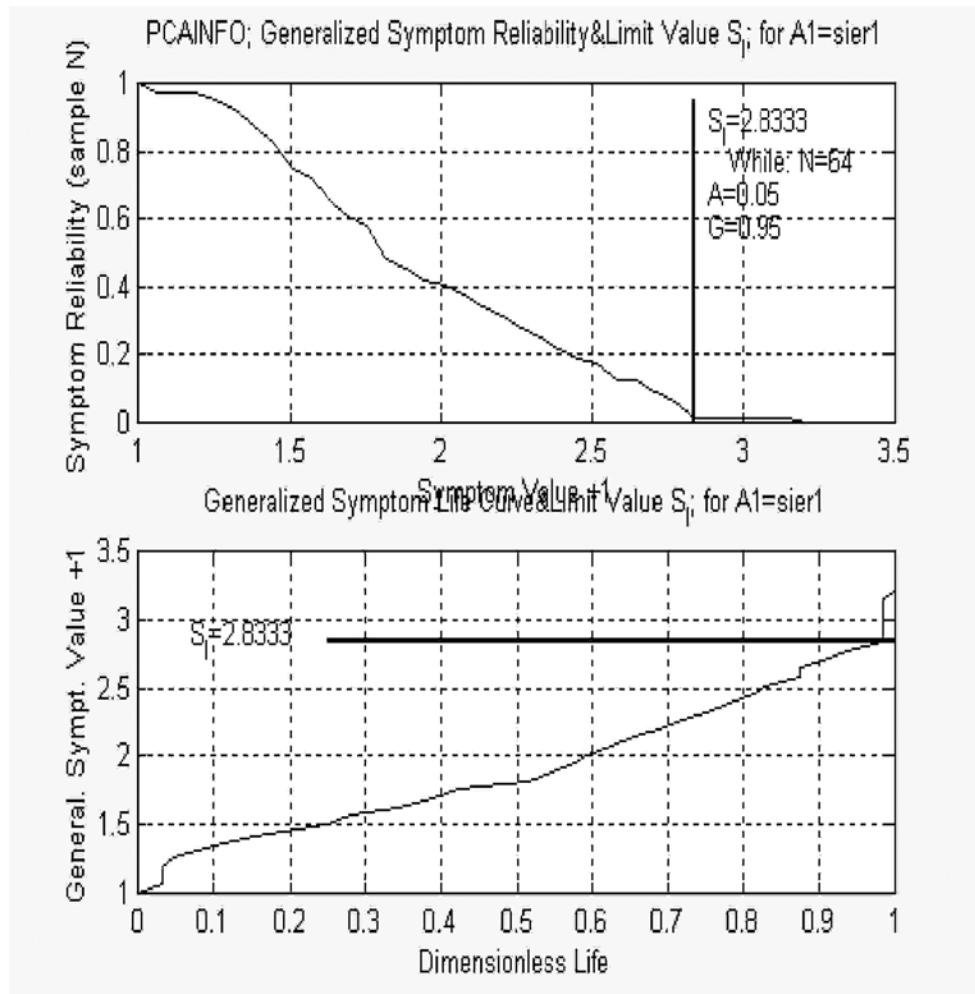


Fig. 4 Generalized symptom reliability and generalized symptom life curve of industrial fan observed multi dimensionally

4. REAL TIME INFERENCE AND OPTIMIZATION OF SYMPTOM OBSERVATION MATRIX

We have shown above being in the multidimensional observation space that it is possible to optimize the dimensionality of symptom observation vector, keeping its redundancy as small as possible (see Fig. 2). It was shown also, that we can calculate the symptom limit value S_i and average symptom life curve $S(\theta)$ for multidimensional inference (see Fig. 4). And now one can ask, well it was possible to show it at the end of system life time, just near θ_b , but what about the beginning of system operation. Can we make the

same after the beginning of system observation ? It seems to be, that in general it depend on the smoothness of system operation and its loading, but just to show how it was in the elaborated cases on Diesel engines, please analyze the sequence of building the fault discriminant SD_1 and $SumSD_i$, when the new row of observation has been added into **SOM** of the industrial fun, with very unstable operation. Even that, we can observe that generalized discriminants are stabilizing just after tens of observation, like on Fig. 5. Much more smooth is symptom reliability curve as well as average symptom life curve, as it can be seen from Fig. 4.

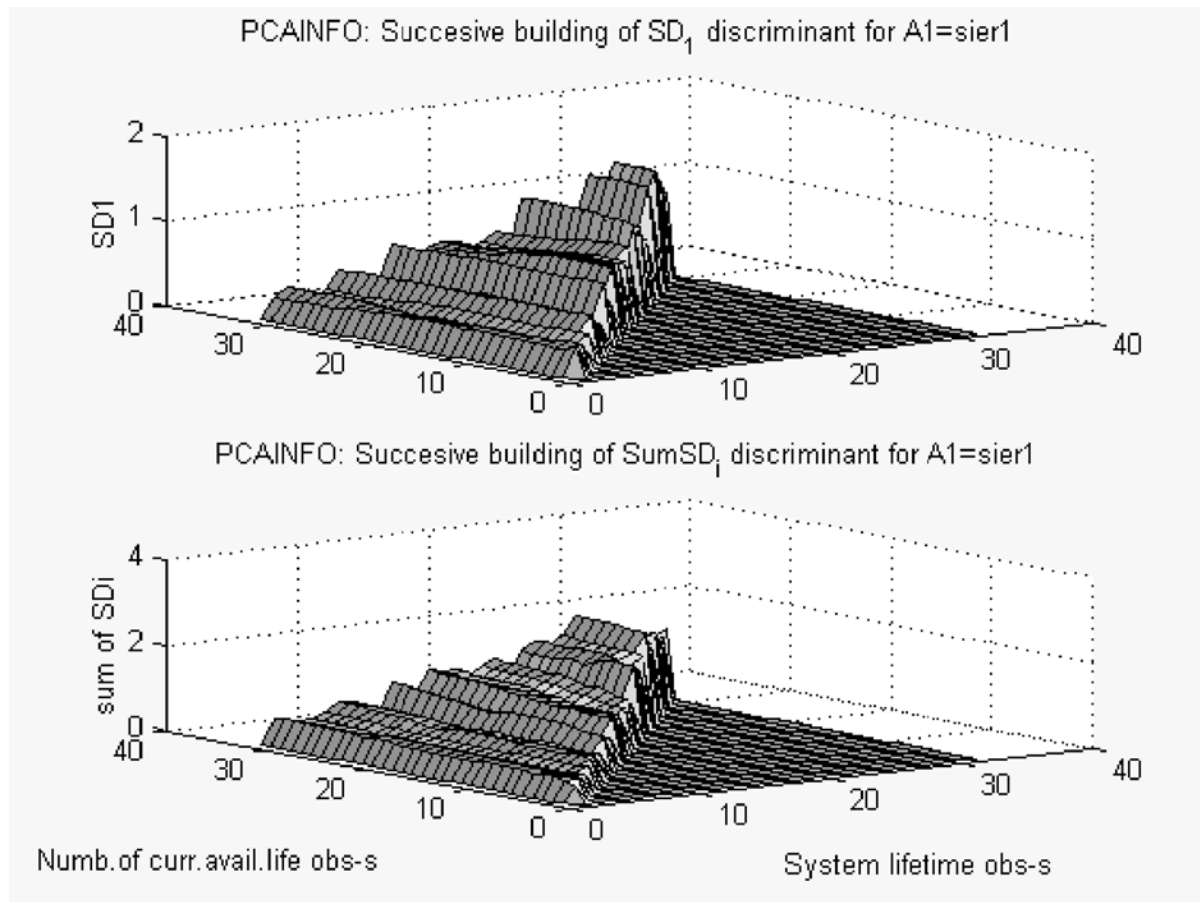


Fig 5. Successive building of fault discriminants during sequential increase of system life (observations)

Summing up, this problem of real time observation and real time inference on system condition, it seems to be workable, and we can elaborate all problems step by step as below.

1. Chose the set of condition related symptoms from the primary group of measured symptoms,
2. extract condition related information from the set of monitored symptoms,
3. to form generalized fault symptoms as the image of evolving faults in a system
4. to assess currently the limit values for each generalized fault
5. to assess the system condition and make proper maintenance decision

6. to perform condition forecasting on the basis of acquired object related specific knowledge, some general knowledge, and to communicate and implement it.

When this work will precede automatically, by means of some learning loop, one can say we have some Condition Inference Agent (**CIA**). It seems to the present author that realization of this task is not far away goal, but only next step in the intelligent multidimensional diagnostic observation of critical system. How may it proceeds in general is shown on the next Fig. 6, and one can see that we must learn how to incorporate learning loop into **CIA**, and how to build and implement diagnostic knowledge base for a specific critical system. All of this is ahead of us, and

with contemporary knowledge [9], [10], we can make it workable soon.

5. CONCLUSIONS

The paper is some synthesis of contemporary work on multidimensional diagnostics of critical systems. It was shown here, that we can form symptom observation vector with many components, being the basis for symptom observation matrix (SOM). On the basis of SOM and singular value decomposition (SVD) we can extract all condition related information, and optimize the dimensionality of symptom observation vector. Starting from generalized fault discriminants

we can form (in real time) the symptom reliability $R(S)$, for estimation of symptom limit value S_{li} , which enable us to infer on system condition and make right maintenance decision. It seems to the present author, that this task can be made by some autonomous software entity called Condition Inference Agent – CIA, and right now this is ahead of us.

Acknowledgment

Author is indebted to Dr M. Tabaszewski for his current help in improving Matlab® **pcainfo.m** program.

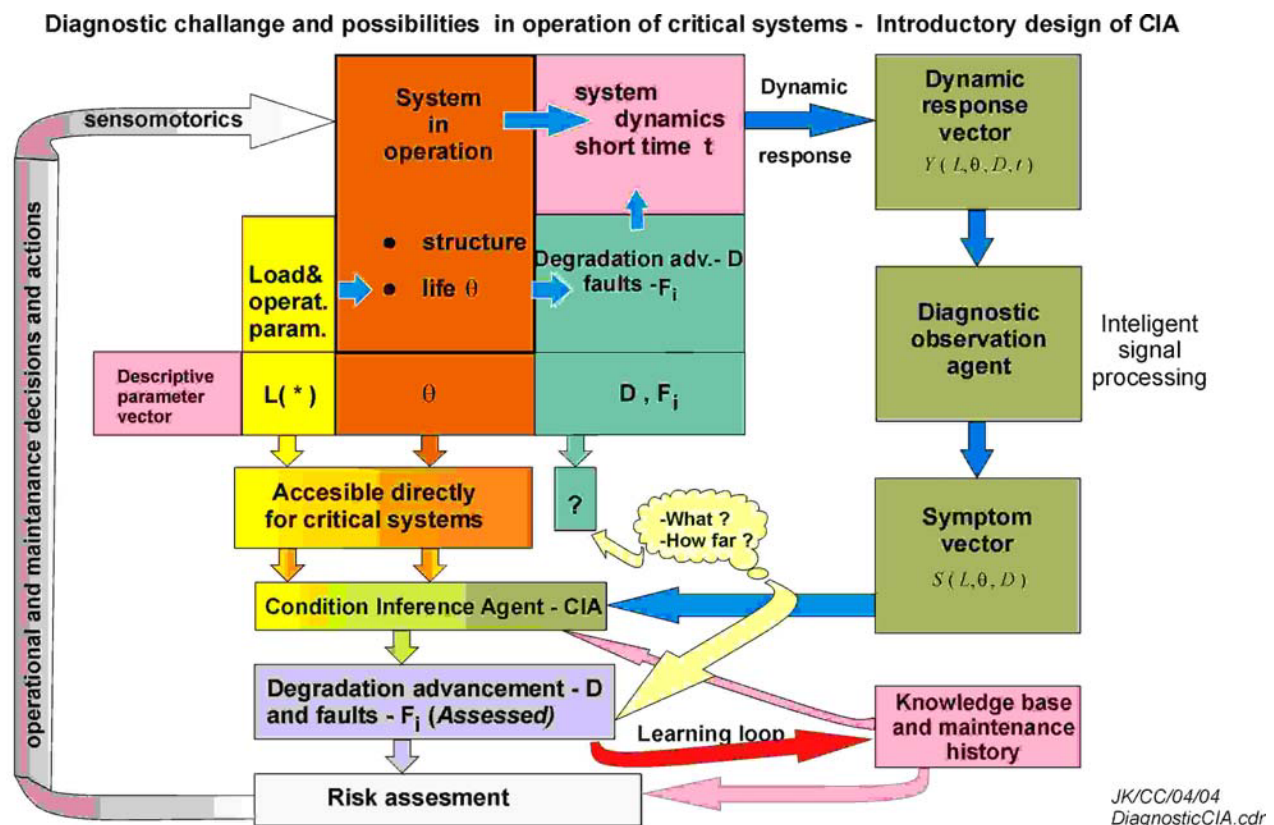


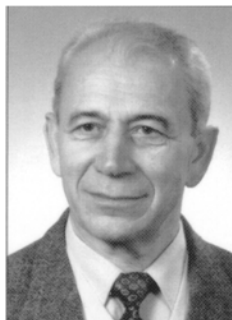
Fig The general outline of information flow and processing in performing diagnostic task for a critical mechanical system.

Fig. 6 Anticipated information flow in the diagnostic observation and computation in the design of future Condition Inference Agent

6. REFERENCES

1. Cempel C., Natke H. G., System life cycle, system life, the model based technical diagnostics; a view on holistic modeling, **System Research**, Vol. 10, No 1, 1993, pp 53-63.
2. Cempel C., Multidimensional Condition Monitoring of Mechanical Systems in Operation, **Mechanical Systems and Signal Processing**, Vol. 17, No 6, 2003, pp 1291-1303.
3. Cempel C., Tabaszewski M., Krakowiak M., The Extraction Methods of Multidimensional Diagnostic Information, Proceedings of XXX Conference on Machinery Diagnostics, Węsierska Górka, March, 2003.
4. Cempel C., **Vibroacoustic Condition Monitoring**, Ellis Horwood, London 1991, p 212.
5. Cempel C., Natke H. G., Yao J. P. T., Symptom Reliability and Hazard for Systems Condition Monitoring, **Mechanical Systems and Signal Processing**, Vol. 14, No 3, 200, pp 495-505.
6. Natke H. G., Cempel C., **Model-Aided Diagnosis of Mechanical Systems**, Springer Verlag, Berlin, 1997, p 248.

7. Cempel C., Innovative Developments in Systems Condition Monitoring, Keynote Lecture for **DAMAS '99**, Damage Assessment of Structure Conference, Dublin, June 1999.
8. Cempel C., Pareto Law of Damage Evolution in Application to Vibration Condition Monitoring, **Bulletin of the Polish Academy of Sciences, Techn. Sci.** Vol.39, No4, 1991, pp 574- 588.
9. Cichosz P., **Self Learning Systems**, WNT, Warsaw, 2000, p894.
10. Agent Builder®, Build it smarter, Internet 2004; <http://www.agentbuilder.com/>



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

¹ Paper intended to Surveillance Conference, Senlis October 04.

² Symptom is measurable quantity covariable with system condition.

³ Author is grateful to Prof. F. Tomaszewski for borrowing the data.

MODELOWANIE PĘKNIĘCIA W WIBROAKUSTYCZNEJ DIAGNOSTYCE WEDŁUG MODELU

Leszek MAJKUT

Akademia Górniczo – Hutnicza, Katedra Mechaniki i Wibroakustyki
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, majkut@agh.edu.pl

Streszczenie

Niniejsza praca dotyczy niezbędnego, do prowadzenia wibroakustycznej diagnostyki według modelu, modelowania pęknięcia zmęczeniowego w układach, których modelem może być zginana prostoliniowa belka. Opisane i analizowane w pracy modele pęknięcia to, zastąpienie przekroju z pęknięciem, przegubem sprężystym lub odcinkową zmianą momentu bezwładności przekroju.

Dla obu sposobów modelowania pęknięcia wyznaczono wpływ pęknięcia na zmianę dwu pierwszych częstości drgań własnych. Wyniki obliczeń porównano z wynikami symulacji MES.

Słowa kluczowe: drgania, pęknięcie, identyfikacja, modelowanie.

CRACK MODELLING IN VIBROACOUSTIC MODEL BASED DIAGNOSTICS

Summary

Present work refers necessary, for vibro-acoustic model based diagnostics, modelling of a transverse crack in beam like structure. In paper two models of crack are described and analysed. The models consist in replacing the crack section with the elastic joint, or with local change of the moment of inertia of the section (stepped beam).

For both of modelling methods influence of cracking for the change of two first natural frequencies was assigned. Results of the calculations were compared to effects of the FEM simulation.

Keywords: vibration, crack, identification, modelling.

1. WSTĘP

W elementach i układach konstrukcyjnych poddanych obciążeniom zmiennym w czasie powstają zmienne w czasie naprężenia, które wywołują w materiale złożony spłot zjawisk i zmian zależnych od wielkości tych naprężeń i liczby ich cykli. Są to zjawiska i zmiany zmęczeniowe. Uwidaczniają się one pęknięciem materiału konstrukcyjnego i przy dalszej eksploatacji prowadzą do zniszczenia elementu lub konstrukcji.

Istotnym więc, ze względu na bezpieczeństwo konstrukcji, staje się pytanie o wielkość (głębokość) pęknięcia. Wielkość ta pozwala na ocenę przydatności konstrukcji do dalszej pracy.

W przeglądowej pracy [15] autor przedstawia różne narzędzia diagnostyki stanu obiektu, które dzieli na: obserwacje (bezpośrednie i pośrednie), techniki defektoskopii oraz metody hybrydowe. Wśród „technik defektoskopii” wymienia metody wibroakustyczne, które „polegają na analizie widm akustycznych i drganiowych w paśmie częstotliwości od kilku – dla drgań mechanicznych, do kilkudziesięciu tysięcy Hz – dla ultradźwięków”. W przypadku wibroakustycznej diagnostyki według modelu [4] niezbędny jest model analizowanego

zjawiska, który pozwala m.in. na wyznaczenie modelu odwrotnego [2] i co za tym idzie identyfikować stan obiektu.

Niniejsza praca dotyczy modelowania (niezbędnego do prowadzenia wibroakustycznej identyfikacji czy diagnostyki według modelu) pęknięcia zmęczeniowego w układach, których modelem może być zginana prostoliniowa belka. Opisane w pracy metody modelowania opierają się na porównaniu energii potencjalnej odkształcenia wyznaczonej na bazie mechaniki pęknięcia [12] z energią potencjalną zgromadzoną w innym „zastępczym” elemencie, którym modelowane jest pęknięcie. Najczęściej opisywanym i wykorzystywanym w literaturze sposobem modelowania pęknięcia jest zastąpienie przekroju z pęknięciem – przegubem sprężystym [3,5,6,10,13]. Poniżej pokazany został sposób wyznaczenia jego współczynnika sprężystości w funkcji głębokości pęknięcia.

Drugi opisany w pracy sposób modelowania pęknięcia wywodzi się z zasady de Saint-Venanta, i spostrzeżeniu, że w okolicach pęknięcia w zginaniu nie „uczestniczy” cały przekrój poprzeczny belki. Stąd wynika odcinkowa zmiana momentu bezwładności przekroju bez zmiany masy belki. Sposób obliczenia długości elementu o zmniejszo-

nym momencie bezwładności przekroju pokazany został w dalszej części pracy.

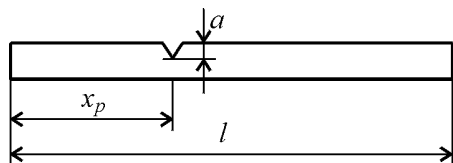
Wykorzystując opisane sposoby modelowania pęknięcia wyznaczone zostały zmiany częstości drgań własnych w funkcji głębokości i miejsca pęknięcia i porównane z wynikami symulacji MES.

Wykorzystując opracowany przez siebie i opisany w pracy [10], model odwrotny belki z pęknięciem modelowanym przegubem sprężystym, autor podaje ww. pracy algorytmy identyfikacji parametrów (głębokości i miejsca) pęknięcia na podstawie częstości drgań własnych i amplitud drgań wymuszonych.

W niniejszej pracy opisane są jedynie drgania własne belki zginanej, ale takie sposoby modelowania belki wykorzystywane są również przy analizie drgań wzdłużnych [5], analizie falkowej [14,16], czy metodach probabilistycznych [1].

2. OPIS PROBLEMU

Rozpatrywany w pracy problem opisany został modelem belki Bernoulli'ego - Eulera (tzw. techniczne równanie drgań), bez uwzględnienia efektu zamykania się szczeliny podczas drgań, co schematycznie pokazano na rys. 1



Rys. 1. Model belki z pęknięciem

Przedmiotem pracy jest opis sposobów modelowania pęknięcia, wykorzystywanych do opisu drgań i wibroakustycznej diagnostyki według modelu belki z pęknięciem. Modele te wykorzystywane są do analizy wpływu pęknięcia na drgania własne i wymuszone belki oraz do diagnostyki stanu belki (identyfikacja pęknięć zmęczeniowych) [8,9,10]. W rozważaniach przyjęto belkę o stałym przekroju poprzecznym $A = b \times h$ oraz momencie bezwładności przekroju I .

3. ENERGETYCZNY OPIS SZCZELINY

Prace z zakresu mechaniki pęknięcia pozwalają na znalezienie zależności pomiędzy globalną wielkością G - Współczynnikiem Uwalniania Energii (WUE) określającej przyrost energii potencjalnej odkształcenia belki, przy elementarnym wzroście pęknięcia:

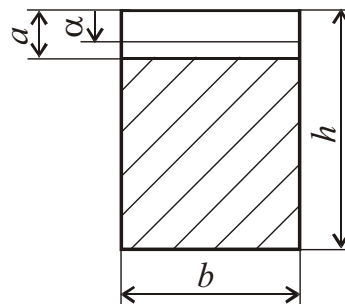
$$G = \frac{\partial U}{\partial A_p}$$

a lokalną wielkością K - Współczynnikiem Intensywności Naprężeń (WIN), który zależy od głębokości pęknięcia a :

$$G = \frac{1-\nu^2}{E} \cdot K_I^2 \quad (1)$$

gdzie:

- G - Współczynnik Uwalniania Energii,
 - A_p - pole pęknięcia,
 - ν - współczynnik Poissona,
 - E - moduł Younga,
 - K_I - Współczynnik Intensywności Naprężeń (WIN) dla pierwszego sposobu obciążenia szczeliny
- Całkowity przyrost energii związany ze szczeliną o głębokości a jest, więc równy (oznaczenia na rys.2):



Rys. 2. Przekrój poprzeczny belki w przekroju z pęknięciem

$$U = \int_{A_p} G dA_p = \frac{1-\nu^2}{E} \cdot b \cdot \int_0^a K_I^2 d\alpha \quad (2)$$

WIN zapisać można w postaci:

$$K_I = \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot \alpha} \cdot F_I \left(\frac{\alpha}{h} \right)$$

gdzie:

- $dA_p = b \cdot d\alpha$ - elementarne pole pęknięcia,
- α - zmienna niezależna liczona od górnej krawędzi belki do głębokości pęknięcia $a \in \langle 0, a \rangle$,
- b - szerokość belki,
- a - głębokość pęknięcia,
- h - wysokość belki,
- σ - naprężenie normalne,
- F_I - współczynnik korekcyjny.

Zależność pomiędzy współczynnikiem F_I , a głębokością pęknięcia dla różnych geometrii, elementów ze szczeliną i różnych sposobów obciążenia znaleźć można w katalogach np.[11] i dla belki zginanej przyjmuje postać:

$$F_I \left(\frac{\alpha}{h} \right) = 1.122 - 1.40 \cdot \left(\frac{\alpha}{h} \right) + 7.33 \cdot \left(\frac{\alpha}{h} \right)^2 + \\ - 13.08 \cdot \left(\frac{\alpha}{h} \right)^3 + 14.0 \cdot \left(\frac{\alpha}{h} \right)^4$$

Popełniany błąd przy wykorzystaniu powyższego wzoru wynosi mniej niż 0.2% dla głębokości szczeliny nie większej niż 60 % wysokości belki.

Naprężenie normalne w przekroju $x = x_p$ (rys. 1) belki bez pęknięcia (zmianę rozkładu naprężeń wywołaną pęknięciem uwzględnia się poprzez współczynnik K_I) wynosi:

$$\sigma = \frac{M_g(x_p)}{W_g} = \frac{M_g(x_p)}{2 \cdot I} \cdot h$$

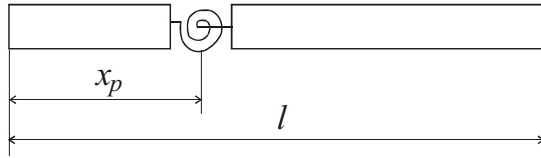
Po prostych przekształceniach przyrost energii odkształcenia w belce, związany z powstaniem szczeliny o głębokości a w belce o przekroju prostokątnym $b \times h$ wynosi:

$$U = 3h\pi \cdot \frac{1-\nu^2}{EI} \cdot M_g^2(x_p) \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^2 \cdot \left[0.6294 + \right. \\ \left. -1.0472 \cdot \frac{a}{h} + 4.6021 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^2 - 9.9751 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^3 + \right. \\ \left. +20.2948 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^4 - 32.9933 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^5 + \right. \\ \left. +47.0408 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^6 - 40.6933 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^7 + 19.6 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^8 \right] \quad (3)$$

Opisane w pracy modele pęknięcia, które wykorzystać można do celów wibroakustycznych (analiza drgań, diagnostyka wibroakustyczna itp.) polegają na zastąpieniu przekroju ze szczeliną innym elementem odkształcalnym mającym tą samą energię potencjalną.

4. MODELOWANIE PĘKNIĘCIA ZA POMOCĄ ELEMENTU SPRĘŻYSTEGO

Taki sposób modelowania polega na zastąpieniu szczeliny przegubem sprężystym jak to pokazano na rys.3.



Rys. 3. Belka z przegubem sprężystym

Pęknięcie zostało zamodelowane jako sprężyna, której podatność c_g wiąże ze sobą moment gnący w przekroju o współrzędnej $x = x_p$ oraz kąty obrotu z prawej i lewej strony przekroju, w którym występuje pęknięcie, czyli:

$$y'(x_p^+) - y'(x_p^-) = c_g \cdot EI \cdot y''(x_p^-) \quad (4)$$

W celu wyznaczenia wielkości podatności c_g , wykorzystuje się twierdzenie Castigliano, z którego wyznaczyć można dodatkowe przemieszczenie uogólnione (kąt obrotu $\theta = y'(x_p^+) - y'(x_p^-)$) wynikające z przyrostu energii potencjalnej odkształcenia belki (3):

$$\theta = \frac{\partial U}{\partial M_g}$$

Uwzględniając, że:

$$c_g = \frac{\partial \theta}{\partial M_g}$$

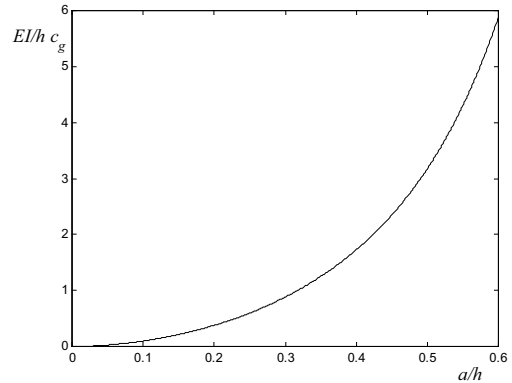
po prostych przekształceniach otrzymuje się równanie wiążące ze sobą podatność sprężyny i przyrost energii potencjalnej odkształcenia U :

$$c_g = \frac{\partial^2 U}{\partial M_g^2(x_p)}$$

stąd wielkość podatności wynosi:

$$c_g = 6h\pi \cdot \frac{1-\nu^2}{EI} \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^2 \cdot \left[0.6294 + \right. \\ \left. -1.0472 \cdot \frac{a}{h} + 4.6021 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^2 + \right. \\ \left. -9.9751 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^3 + 20.2948 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^4 + \right. \\ \left. -32.9933 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^5 + 47.0408 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^6 + \right. \\ \left. -40.6933 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^7 + 19.6 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^8 \right] \quad (5)$$

Na rys.4 pokazana jest bezwymiarowa wartość podatności przegubu $(EI/h) \cdot c_g$ w funkcji głębokości pęknięcia a/h



Rys. 4. Bezwymiarowa podatność przegubu w funkcji głębokości pęknięcia

Tak wyznaczona podatność sprężyny modelującej pęknięcie wykorzystana będzie, do analizy wpływu głębokości i miejsca pęknięcia na zmianę częstości giętnych drgań własnych.

4.1. Drgania własne

Równanie drgań własnych belki z pęknięciem, w klasie funkcji uogólnionych, po rozdzieleniu zmiennych można zapisać w postaci:

$$X(x)^{(4)} - \lambda^4 \cdot X(x) = EI \cdot c_g \cdot X''(x_p) \cdot \delta''(x_p) \quad (6)$$

Rozwiązaniem równania drgań jest funkcja:

$$X(x) = P \cosh \lambda x + Q \sinh \lambda x + R \cos \lambda x + S \sin \lambda x + \\ + \frac{EI \cdot c_g}{2\lambda} \cdot X''(x_p) \cdot [\sinh \lambda(x - x_p) + \sin \lambda(x - x_p)] \cdot \\ \cdot H(x, x_p) \quad (7)$$

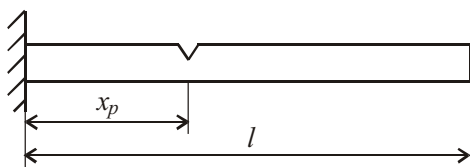
gdzie:

$$-\lambda^4 = \omega^2 \frac{\rho A}{EI}$$

- $H(x, x_p)$ - funkcja Heavisida (skoku jednostkowego) w punkcie $x = x_p$,

Stałe P, Q, R, S zależą od warunków brzegowych skojarzonych z rozważanym problemem początkowo - brzegowym.

Wpływ pęknięcia na częstotliwości własne pokazany zostanie na przykładzie belki wspornikowej, pokazanej na rys. 5, warunki brzegowe opisują równania: $X(0) = 0$, $X'(0) = 0$, $X''(l) = 0$, $X'''(l) = 0$, które musi spełniać funkcja (7) wraz ze swymi pochodnymi.



Rys. 5. Pęknięta belka wspornikowa

Układ równań opisujących warunki brzegowe zapisać można w postaci macierzowej:

$$\mathbf{M} \cdot \mathbf{C} = 0$$

gdzie:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ \cosh \lambda l & \sinh \lambda l & -\cos \lambda l & -\sin \lambda l & a_{35} \\ \sinh \lambda l & \cosh \lambda l & \sin \lambda l & -\cos \lambda l & a_{45} \\ \cosh \lambda x_p & \sinh \lambda x_p & -\cos \lambda x_p & -\sin \lambda x_p & -1/\lambda^2 \end{bmatrix}$$

$$a_{35} = \frac{EI \cdot c_g}{2\lambda} \cdot [\sinh \lambda(l - x_p) - \sin \lambda(l - x_p)]$$

$$a_{45} = \frac{EI \cdot c_g}{2\lambda} \cdot [\cosh \lambda(l - x_p) - \cos \lambda(l - x_p)]$$

$$\mathbf{C}^T = [P \quad Q \quad R \quad S \quad X''(x_p)]^T$$

Nietrywialne rozwiązanie rozważanego problemu otrzymuje się z warunku $\det \mathbf{M} = 0$, z którego wyznaczyć można wartości własne λ_n po czym z zależności:

$$\omega_n = \lambda_n^2 \cdot \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$$

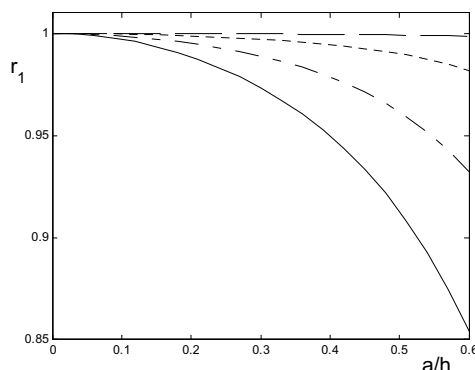
wyznacza się częstotliwości własne ω_n .

Na rys. 6 pokazano zmianę dwu pierwszych częstotliwości drgań własnych w funkcji głębokości pęknięcia a , dla różnych lokalizacji pęknięcia x_p , uzyskanych dla belki o danych: $A = 0.02 \times 0.03 \text{ m}^2$, $l = 1 \text{ m}$, $E = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$, $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$. Na rysunkach oznaczono:

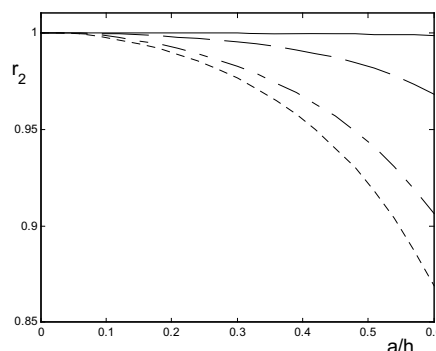
$$r_i = \frac{\omega_{i \text{ pek}}}{\omega_i}, \quad i = 1, 2$$

$\omega_{i \text{ pek}}$ - i -ta częstotliwość drgań własnych pękniętej belki, $i = 1, 2$

ω_i - i -ta częstotliwość drgań własnych belki bez pęknięcia $i = 1, 2$.



Rys. 6a. Zmiana pierwszej częstotliwości drgań własnych w funkcji głębokości pęknięcia

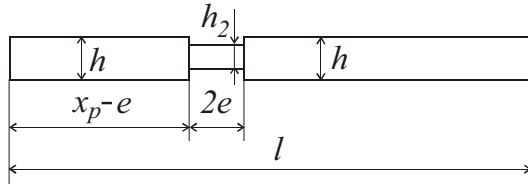


Rys. 6b. Zmiana drugiej częstotliwości drgań własnych w funkcji głębokości pęknięcia

Na rys. 6 linią ciągłą oznaczono wyniki uzyskane dla $x_p = 0.2 \text{ m}$, linią kropkowaną dla $x_p = 0.4 \text{ m}$, kropkami dla $x_p = 0.6 \text{ m}$ i linią przerywaną dla $x_p = 0.8 \text{ m}$.

5. MODELOWANIE PĘKNIĘCIA POPRZECZ ZMIANĘ MOMENTU BEZWŁADNOŚCI PRZEKROJU

Sposób ten opiera się na zasadzie de Saint-Venanta i spostrzeżeniu, że w okolicach pęknięcia w zginaniu nie „uczestniczy” cały przekrój poprzeczny belki. Sposób modelowania polega, jak to pokazano na rys. 7 na zmianie momentu bezwładności przekroju poprzecznego belki, którego wysokość wynosi $h_2 = h - a$ (a - głębokość pęknięcia), a długość $2 \cdot e$ wyznaczona zostanie z energii potencjalnej odkształcenia U danej zależnością (3).



Rys. 7. Belka o odcinkowo stałym przekroju

Energia potencjalna zgromadzona w elemencie o długości $2e$ poddanym czystemu zginaniu wynosi:

$$U_g = \frac{M_g^2 \cdot e}{EI_2}$$

gdzie:

$$I_2 = \frac{b \cdot (h-a)^3}{12} = I \cdot \left(1 - \frac{a}{h}\right)^3; \quad I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

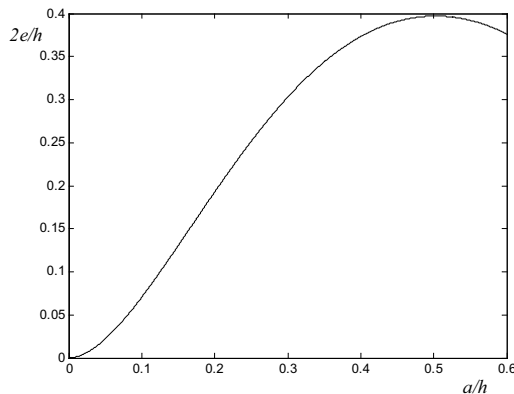
W modelu pominięto zmianę momentu gnącego na odcinku $2e$.

Porównując tą energię z energią daną zależnością (3) wyznaczyć można długość elementu o zmniejszonej wysokości:

$$e = 3h\pi \cdot (1-\nu^2) \cdot \left(1 - \frac{a}{h}\right)^3 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^2 \cdot \left[0.629 + \right. \\ \left. -1.047 \cdot \frac{a}{h} + 4.602 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^2 - 9.975 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^3 + \right. \\ \left. +20.3 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^4 - 32.99 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^5 + 47.04 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^6 + \right. \\ \left. -40.69 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^7 + 19.6 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^8 \right] \quad (8)$$

w przedziale drugim na odcinku $2e$ wielkość ρA jest identyczna jak w przedziałach pierwszym i trzecim, ze względu na fakt rozważania pęknięcia o zerowej szerokości (masa belki nie ulega zmianie).

Na rys.8 pokazana jest bezwymiarowa wartość długości elementu modelującego pęknięcie $2e/h$ w funkcji głębokości pęknięcia a/h .



Rys. 8. Długość elementu modelującego pęknięcie w funkcji głębokości pęknięcia

Tak modelowane pęknięcie wykorzystane będzie do analizy wpływu głębokości i miejsca pęknięcia na zmianę częstości giętych drgań własnych.

5.1. Drgania własne

Częstości drgań własnych belki z tak modelowanym pęknięciem wyznaczyć można w sposób opisany w [7] jak dla belki o odcinkowo stałym przekroju, z warunkami ciągłości w punktach o współrzędnych $x = x_p - e$ oraz $x = x_p + e$.

Równanie drgań własnych w każdym z trzech przedziałów (podukładów) belki, po rozdzieleniu zmiennych, można zapisać w postaci:

$$X_i(x)^{(4)} - \lambda_i^4 \cdot X_i(x) = 0 \quad i = 1, 2, 3 \quad (9)$$

Rozwiązaniem równania drgań jest funkcja:

$$X_i(x) = P_i \cosh \lambda_i x + Q_i \sinh \lambda_i x + R_i \cos \lambda_i x + S_i \sin \lambda_i x \quad (10)$$

gdzie:

$$\lambda_i^4 = \omega^2 \frac{\rho A}{EI_i}$$

Stałe $P_i, Q_i, R_i, S_i, i = 1, 2, 3$ zależą od warunków brzegowych, skojarzonych z rozważanym problemem początkowo - brzegowym oraz warunków ciągłości:

1. w przekroju o wsp. $x = x_p - e$ (wszystkie funkcje (10) opisane w lokalnych układach wsp.)

$$X_1(x_p - e) = X_2(0)$$

$$X'_1(x_p - e) = X'_2(0)$$

$$EI_1 X''_1(x_p - e) = EI_2 X''_2(0)$$

$$EI_1 X'''_1(x_p - e) = EI_2 X'''_2(0)$$

Równania powyższe opisują odpowiednio:

- równość amplitud drgań z prawej i lewej strony przekroju w punkcie o współrzędnej $x = x_p - e$,
 - równość kątów obrotów przekrojów,
 - równość amplitud momentów gnących w granicy prawo i lewostronnej liczonej dla przekroju w punkcie o współrzędnej $x = x_p - e$,
 - równość amplitud sił tnących na końcu pierwszego podukładu i na początku podukładu drugiego.
2. w punkcie o współrzędnej $x = x_p + e$:

$$X_2(2e) = X_3(0)$$

$$X'_2(2e) = X'_3(0)$$

$$EI_2 X''_2(2e) = EI_3 X''_3(0)$$

$$EI_2 X'''_2(2e) = EI_3 X'''_3(0)$$

w lokalnym układzie współrzędnych długość drugiego podukładu wynosi $2e$. Z warunków zadania wynika, że $I_3 \equiv I_1 \equiv I$. Znaczenie poszczególnych równań jest identyczne jak poprzednio.

Wpływ pęknięcia na częstości własne pokazany zostanie na przykładzie belki pokazanej na rys. 5, z danymi jak w poprzednim przykładzie.

Częstości drgań własnych belki z pęknięciem modelowanym przez zmianę momentu bezwładności przekroju wyznaczyć można z zależności:

$$\det \mathbf{M} = 0$$

gdzie $\mathbf{M}$ jest macierzą zawierającą współczynniki równań opisujących warunki brzegowe i równań ciągłości. Macierz $\mathbf{M}$ zapisano w postaci macierzy blokowej w celu ułatwienia algorytmizacji:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{WB}_0 & \mathbf{0}_2 & \mathbf{0}_2 \\ \mathbf{WC1}_{II} & -1 \cdot \mathbf{WC2}_{II} & \mathbf{0}_4 \\ \mathbf{0}_4 & \mathbf{WC2}_{I2} & -1 \cdot \mathbf{WC3}_{I2} \\ \mathbf{0}_2 & \mathbf{0}_2 & \mathbf{WB}_I \end{bmatrix}$$

gdzie: macierze $\mathbf{0}_2$ i $\mathbf{0}_4$ są macierzami zerowym o wymiarach odpowiednio (2x4) i (4x4).

Pozostałe bloki macierzy $\mathbf{M}$ to:

$\mathbf{WB}_0$ - macierz współczynników równań opisujących Warunki Brzegowe w punkcie o współrzędnej $x = 0$ (na lewym brzegu belki), która dla belki utwierdzonej przyjmuje postać:

$$\mathbf{WB}_0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$\mathbf{WC1}_{II}$ - macierz współczynników równań opisujących Warunki Ciągłości w punkcie o współrzędnej $x = x_p - e$, tu oznaczonej przez l_1 dotyczących tylko funkcji opisującej równanie drgań w pierwszym podprzedziale (w rozpatrywanym przypadku dla $x \in (0, x_p - e)$), są to równania opisujące odpowiednio wielkości amplitudy drgań, kąta obrotu przekroju, amplitudy momentu gnącego oraz amplitudy siły tnącej na końcu pierwszego podukładu.

$\mathbf{WC1}_{II} =$

$$\begin{bmatrix} \cosh \lambda_1 l_1 & \sinh \lambda_1 l_1 & \cos \lambda_1 l_1 & \sin \lambda_1 l_1 \\ \lambda_1 \sinh \lambda_1 l_1 & \lambda_1 \cosh \lambda_1 l_1 & -\lambda_1 \sin \lambda_1 l_1 & \lambda_1 \cos \lambda_1 l_1 \\ I_1 \lambda_1^2 \cosh \lambda_1 l_1 & I_1 \lambda_1^2 \sinh \lambda_1 l_1 & -I_1 \lambda_1^2 \cos \lambda_1 l_1 & -I_1 \lambda_1^2 \sin \lambda_1 l_1 \\ I_1 \lambda_1^3 \sinh \lambda_1 l_1 & I_1 \lambda_1^3 \cosh \lambda_1 l_1 & I_1 \lambda_1^3 \sin \lambda_1 l_1 & -I_1 \lambda_1^3 \cos \lambda_1 l_1 \end{bmatrix}$$

$\mathbf{WC2}_{II}$ - macierz współczynników równań opisujących Warunki Ciągłości w punkcie o współrzędnej $x = x_p - e$, dotyczących tylko funkcji opisującej równanie drgań w drugim podukładzie, w lokalnym układzie współrzędnych $x \in (0, 2e)$:

$$\mathbf{WC2}_{II} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & \lambda_2 & 0 & \lambda_2 \\ I_2 \cdot \lambda_2^2 & 0 & -I_2 \cdot \lambda_2^2 & 0 \\ 0 & I_2 \cdot \lambda_2^3 & 0 & -I_2 \cdot \lambda_2^3 \end{bmatrix}$$

Macierze $\mathbf{WC2}_{I2}$ i $\mathbf{WC3}_{I2}$ są macierzami współczynników równań opisujących warunki ciągłości w punkcie o współrzędnej $x = x_p + e$ (tu oznaczonym l_2) stąd:

- Macierz $\mathbf{WC2}_{I2}$ ma postać identyczną jak macierz $\mathbf{WC1}_{II}$, z tym, że należy w miejsce λ_1 wprowadzić λ_2 , zamiast I_1 wprowadzić I_2 oraz

w miejsce l_1 wielkość l_2 (w rozpatrywanym przypadku $l_2 = 2e$).

- Macierz $\mathbf{WC3}_{I2}$ ma postać identyczną jak macierz

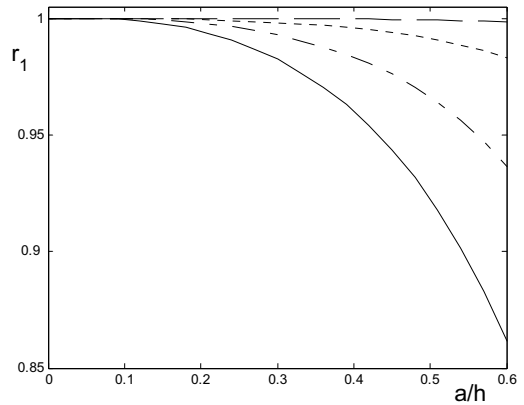
$\mathbf{WC2}_{II}$, z tym, że należy w miejsce wielkości λ_2 i l_2 wprowadzić odpowiednio λ_3 oraz l_3 (w rozpatrywanym przypadku $\lambda_3 \equiv \lambda_1$, a $l_3 \equiv l_1$).

$\mathbf{WB}_I$ - macierz współczynników równań opisujących Warunki Brzegowe w punkcie o współrzędnej $x = l$ (na prawym brzegu belki), która dla belki o swobodnym końcu przyjmuje postać:

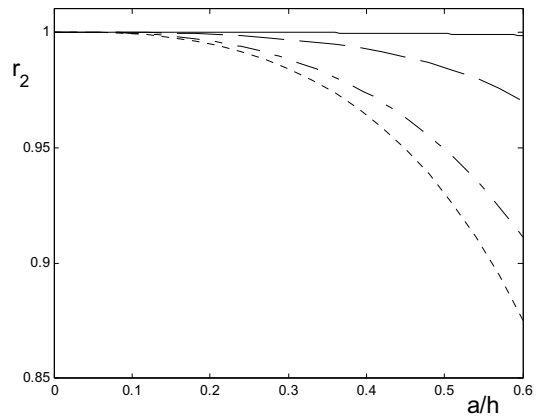
$$\mathbf{WB}_I = \begin{bmatrix} \cosh \lambda_1 l_3 & \sinh \lambda_1 l_3 & -\cos \lambda_1 l_3 & -\sin \lambda_1 l_3 \\ \sinh \lambda_1 l_3 & \cosh \lambda_1 l_3 & \sin \lambda_1 l_3 & -\cos \lambda_1 l_3 \end{bmatrix}$$

wielkość l_3 jest długością trzeciego podukładu, który w rozważanym przypadku ma długość $l_3 = l - x_p - e$.

Na rys. 9 pokazano zmianę częstości drgań własnych w funkcji głębokości pęknięcia a , dla różnych lokalizacji pęknięcia x_p , uzyskanych dla belki o parametrach identycznych jak w poprzednim przykładzie.



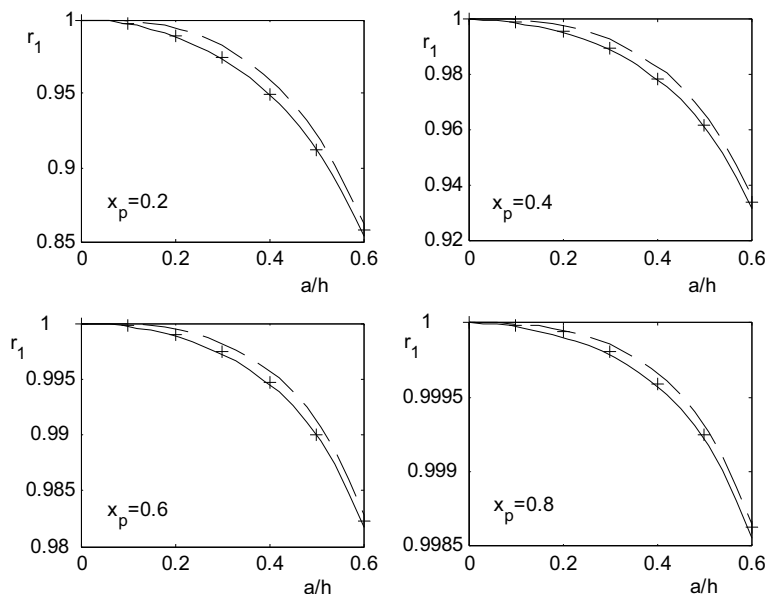
Rys. 9. Zmiana pierwszej częstości drgań własnych w funkcji głębokości pęknięcia



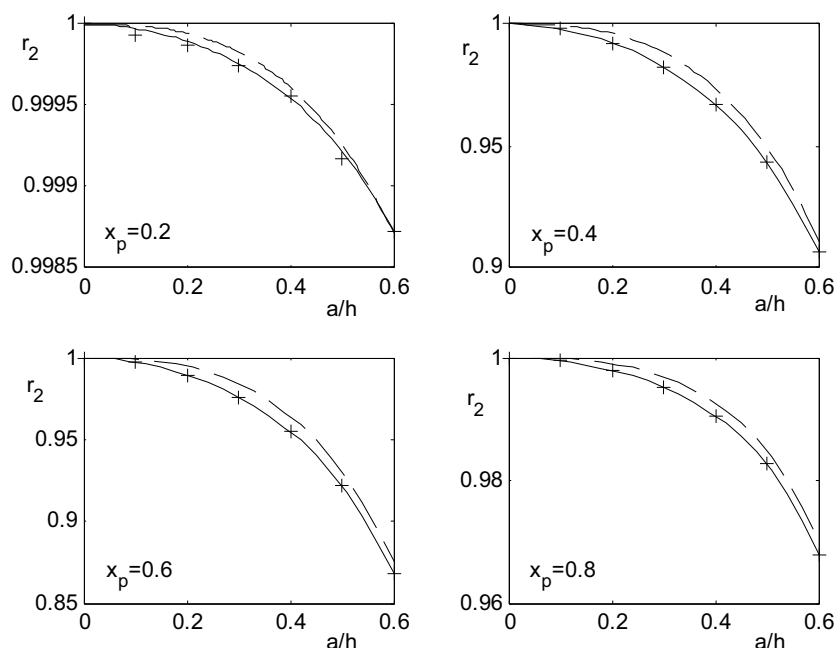
Rys. 9b. Zmiana drugiej częstości drgań własnych w funkcji głębokości pęknięcia

Na rys. 9 linią ciągłą oznaczono wyniki uzyskane dla $x_p = 0.2$ m, linią kropkowaną dla $x_p = 0.4$ m, kropkami dla $x_p = 0.6$ m i linią przerywaną dla $x_p = 0.8$ m.

Porównanie wyników otrzymanych dla różnych sposobów modelowania wraz z częstotliwościami wyznaczonymi z analizy MES pokazane zostało na rys. 10



Rys. 10a. Zmiany pierwszej częstości drgań własnych przy różnych sposobach modelowania pęknięcia



Rys. 10b. Zmiany drugiej częstości drgań własnych przy różnych sposobach modelowania pęknięcia

Na rys. 10 linią ciągłą oznaczono częstości otrzymane z modelu opartego na wprowadzeniu sprężystego przegubu modelującego pęknięcie, linią przerywaną dla modelu związanego ze zmianą momentu bezwładności przekroju, a znakami “+” wyniki otrzymane z analizy MES.

6. PODSUMOWANIE

W pracy pokazano dwa sposoby modelowania pęknięcia w belce prostoliniowej. Obie metody opierają się na porównaniu energii potencjalnej odkształcenia, wyznaczonej w funkcji głębokości pęknięcia, z energią potencjalną zgromadzoną

w innym „zastępczym” elemencie modelującym pęknięcie.

Wykorzystywane w pracy elementy „zastępcze” to, zastąpienie przekroju z pęknięciem - przegubem sprężystym lub odcinkową zmianą momentu bezwładności przekroju. Wielkości podatności przegubu sprężystego oraz długość odcinka o zmniejszonym momencie bezwładności przekroju wyznaczono w funkcji głębokości pęknięcia.

Dla obu sposobów modelowania pęknięcia wyznaczono wpływ pęknięcia na zmianę pierwszej i drugiej częstości drgań własnych. Wyniki obliczeń porównano z wynikami symulacji MES, wyniki zebrano na rys. 10, z którego wynika, że częstości otrzymane z modelu opartego o przegub sprężysty lepiej odpowiadają wynikom otrzymanym z symulacji MES. Taki sposób modelowania jest również znacznie prostszy w analizie, gdyż rozważając problem w klasie funkcji uogólnionych, opis składa się z jednego równania z czterema stałymi (do wyznaczenia z warunków brzegowych), co znacznie upraszcza poszukiwania modelu odwrotnego, niezbędnego do celów diagnostycznych [10]. W przypadku zaś modelowania pęknięcia poprzez odcinkową zmianę momentu bezwładności przekroju opis składa się z trzech równań, każde z 4-ma stałymi do wyznaczenia. Wszystkie stałe (jest ich 12) wyznaczyć można z warunków brzegowych i ciągłości w punktach skoku sztywności. Warunki ciągłości zostały zaprezentowane w pracy, w sposób ułatwiający tworzenie modelu komputerowego (algoritmizację).

Analiza uzyskanych wyników, zebranych na rys. 10 pokazuje, że pęknięcie o głębokości do około 10 % wysokości belki nie powoduje praktycznie wykrywalnej zmiany częstości drgań własnych, przez co diagnostyka takich pęknięć zmęczeniowych metodą analizy zmiany częstości drgań własnych jest niemożliwa.

LITERATURA

- [1] Cacciola P., Impollonia N., Muscolina G.: *Crack detection and location in a damaged beam vibrating under white noise*, Computers and Structures 81 (2003) pp. 1773-1782.
- [2] Cholewa W.: *Modele odwrotne i modelowanie diagnostyczne*, Diagnostyka 30(2004) str. 111-114
- [3] Dimarogonas A. D.: *Vibration of cracked structures: a state of the art review*, Engineering Fracture Mechanics 55 (1996) pp. 831-857.
- [4] Kiciński J.: *Model Based diagnostics – today and tomorrow*, Diagnostyka 30(2004) pp. 241-248
- [5] Krawczuk M.: *Application of spectral beam finite element with a crack and iterative search technique for damage detection*, Finite Elements in Analysis and Design, 38 (2002) pp. 537-548.
- [6] Krawczuk M., Ostachowicz W.: *Damage indicators for diagnostic of fatigue cracks in structures by vibration measurements*, Mechanika Teoretyczna i Stosowana 34 (1996) pp. 307-326.
- [7] Majkut L.: *Problemy brzegowe i początkowe – brzegowe belek o odcinkowo stałym przekroju*, Zeszyty Naukowe AGH, Mechanika, 20 (2001) str. 445-457.
- [8] Majkut L.: *Identification of crack in beams based on measurements of forced vibration amplitudes*, XXI SYMPOZJUM - Vibration in Physical Systems - Poznań 2004, pp. 255-258.
- [9] Majkut L.: *Identification of crack in beams using eigenfrequency*, XXI SYMPOZJUM - Vibration in Physical Systems - Poznań 2004, pp. 251-254.
- [10] Majkut L.: *Identyfikacja pęknięcia w belkach o znanych warunkach brzegowych* Diagnostyka 32(2004) str. 107-116
- [11] Murakami Y.: *Stress Intensity Factors Handbook*, Pergamon Press Oxford, 1987.
- [12] Neimitz A.: *Mechanika pękania*, Warszawa PWN 1998.
- [13] Ostachowicz W., Krawczuk M.: *Analysis of the effect of cracks on the natural frequencies of a cantilever beam*, Journal of Sound and Vibration 150 (1991) pp. 191-201.
- [14] Quek S-T., Wang Q., Zhang L., Ang K-K.: *Sensitivity analysis of crack detection in beams by wavelet technique*, International Journal of Mechanical Sciences 43 (2001) pp. 2899-2910.
- [15] Szala J.: *Przegląd możliwości diagnozowania obiektów technicznych ze względu na zmęczeniowe pękanie*, Przegląd Mechaniczny, LXII (2003) str. 7-15.
- [16] Tian J., Li Z., Su X.: *Crack detection in beams by wavelet analysis of transient flexural waves*, Journal of Sound and Vibration 261 (2003) pp. 715-727.



dr inż. Leszek MAJKUT (ur. 1970), absolwent Wydziału Elektroniki, Automatyki, Informatyki i Elektrotechniki AGH (1995). Pracę doktorską dotyczącą wpływu lokalnej zmiany sztywności na amplitudę drgań i widmo częstości obronił w 1999 na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH w Krakowie. Obecnie prace badawcze dotyczące ogólnie pojętej wibromechaniki (drżenia, wibroizolacja, hałas, diagnostyka) i teorii drgań ze szczególnym uwzględnieniem układów ciągłych prowadzi w zespole Wibromechaniki Katedry Mechaniki i Wibroakustyki AGH.

SKALOWANIE OBSERWACJI W WIELOWYMIAROWEJ DIAGNOSTYCE MASZYN NIESTACJONARNYCH¹

Czesław CEMPEL, Maciej TABASZEWSKI

Politechnika Poznańska

ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań,

fax. 61 6652309, czeslaw.cempel@put.poznan.pl, maciej.tabaszewski@put.poznan.pl

Streszczenie

Wiele obiektów krytycznych pracuje niestacjonarnie, a większość symptomów stanu technicznego zależy co najmniej od chwilowego obciążenia i warunków pracy. Zatem diagnostyka takich obiektów powinna mieć możliwość reskalowania odczytów symptomów do obciążenia znamionowego. Praca pokazuje taką możliwość dla przypadku wielowymiarowej symptomowej macierzy obserwacji, uzupełniając w ten sposób możliwości diagnozowania wielowymiarowego na przypadek niestacjonarnej pracy obiektów krytycznych.

Słowa kluczowe: diagnostyka wielouszkodzeniowa, symptomowa macierz obserwacji (SMO), rozkład wartości szczególnych-SVD, reskalowanie SMO.

MULTIDIMENSIONAL VIBRATION CONDITION MONITORING OF NONSTATIONARY SYSTEMS IN OPERATION BY SYMPTOM RESCALING

Summary

Many critical mechanical systems operate in a nonstationary regime (load), and many observed symptoms of its condition depend in a some way on a system load and/or environmental conditions. Hence the condition monitoring of a such systems ought to have some possibility of rescaling of observed symptoms to a **standard load** condition. This paper shows such a possibility of a symptoms rescaling in application to multidimensional vibration condition monitoring. It is shown on some real example of vibration condition monitoring, that rescaling of symptoms can make more reliable the assessment of current system condition, as well as its prognosis.

Keywords: symptom observation matrix, multi fault observation, singular value decomposition (SVD), symptom rescaling.

1. WSTĘP

Propozycja diagnostyki wielowymiarowej obiektów krytycznych, z zastosowaniem rozkładu względem wartości szczególnych (SVD) do transformacji informacji zawartych w symptomowej macierzy obserwacji, liczy sobie już kilka lat [1]. Również kilka lat liczy sobie propozycja wykorzystania uzależnienia wartości obserwowanych symptomów od warunków pracy nadzorowanego systemu, co opisano skrócie pojęciem **wektora logistycznego** [2]. Jak do tej pory jednak, wg wiedzy autorów, nie było próby wykorzystania tych dwu koncepcji jednocześnie, a to celem poprawienia dokładności oceny stanu i prognozy resztkowego czasu życia użytkowanego systemu. Koncepcja wielowymiarowości w diagnostyce była rozwijana przez pierwszego autora i jego zespół i stan jej rozpracowania przedstawiają przykładowo ostatnie prace [3], [4]. W pracach tych na podstawie wielowymiarowej symptomowej macierzy obserwacji (SMO) wyznacza się **uogólnione** symptomy uszkodzeń metodą SVD i składowych głównych (PCA), a przy użyciu koncepcji **niezawodności symptomowej** [8] dla takiego uogólnionego

symptomu, wyznacza się uogólnioną krzywą życia i wartość graniczną S_1 symptomu, niezbędna dla bezpiecznej eksploatacji obiektu.

W większości przypadków stacjonarnej pracy nadzorowanych obiektów to podejście wystarcza do wyekstrahowania jednego lub dwu dominujących uogólnionych symptomów uszkodzeń $F_i(\theta)$, rozwijających się **monotonicznie** w trakcie jego pracy. Jednak dla obiektów pracujących niestacjonarnie zastosowanie SVD do symptomowej macierzy obserwacji (SMO) nie daje monotonicznych uogólnionych symptomów uszkodzeń. Są one bardziej **wygładzone** niż symptomy pierwotne, lecz dalej niestacjonarne. Przypomnijmy sobie, że oryginalna SMO jest skalowana (standaryzowana) w ten sposób, iż każda jej kolumna jest centrowana i normalizowana do **wartości początkowej**² symptomu, czyli do pierwszej obserwacji obiektu po uruchomieniu, wtedy kiedy to on znajduje się teoretycznie we wzorcowym stanie zdatności i **wzorcowym** stanie obciążenia. Lecz jak już wspomnieliśmy obserwowane symptomy zależą nie tylko od zaawansowania zużycia w obiekcie lecz także od aktualnego obciążenia procesem roboczym (wektor

logistyczny). Zachodzi zatem potrzeba wykorzystania tej zależności do poprawy monotoniczności uogólnionych symptomów zużycia ekstrahowanych z **SMO** dla obiektów pracujących przy obciążeniach niestacjonarnych. Taki jest główny motyw i idea obecnej pracy.

2. RESKALOWANIE SYMPTOMÓW I SYMPTOMOWEJ MACIERZY OBSERWACJI

Weźmy zatem pod uwagę jedną ze składowych wektora obserwacji **S** o numerze **n** i popatrzmy jak wygląda jego zależność od czasu życia dla obserwacji czynionej w czasie θ_p przy wartości L_p jedynej składowej wektora logistycznego symbolizującej wielkość obciążenia obiektu. Możemy to ująć matematycznie, a stosując rozkład w szereg Taylora otrzymamy jak niżej:

$$S_{pn}(\theta_p, L_p) = S_{pn}[\theta_p, L_o(1 + \frac{\Delta L_p}{L_o})] \\ \cong (1 + \frac{\Delta L_p}{L_o}) S_{pn}(\theta_p, L_o) \quad (1)$$

co sprowadza się w tym przybliżeniu do **multiplikatywnego** wpływu wektora logistycznego na wartość symptomu.

Zatem dążąc do normalizacji **n**-tego odczytu symptomowego wektora obserwacji do stanu znamionowego obciążenia L_o , czyli do **reskalowanego** (znamionowego) odczytu $S_{pn}(\theta_p, L_o)$, powinniśmy odczytaną wartość symptomu pomnożyć przez czynnik reskalujący

$$l_p = (1 + \frac{\Delta L_p}{L_o})^{-1} \quad (2)$$

Oznacza to, że dla dodatniego przyrostu obciążenia $\Delta L > 0$, w stosunku do obciążenia znamionowego stanu zdatnego, odczytany symptom należy podzielić przez czynnik większy od jedności ($l_p < 1$) i odwrotnie dla spadku obciążenia $\Delta L < 0$, podzielić przez czynnik mniejszy od jedności.

Tyle jeśli chodzi reskalowanie pojedynczego symptomu **S**. Jeśli **z założymy dalej**, że podobnie zachowują się pozostałe symptomy w wektorze obserwacji, to ten współczynnik możemy zastosować do całego wiersza macierzy obserwacji, czyli zagadnienie reskalowania pojedynczego symptomu możemy przenieść na reskalowanie symptomowej macierzy obserwacji. Niech zatem bieżący zapis **SMO** ma oznaczenie jak w poprzednich pracach [3]; $O_{pr} = [S_{mn}]$, czyli maksymalna liczba wierszy **p** ma bieżący wymiar $1, \dots, m$ odczytów, przy kolejnych symptomach (kolumnach) $1, \dots, n$. Zatem tworząc reskalowaną postać **SMO** powinniśmy jej oryginalną wartość wierszami mnożyć przez współczynniki typu (2). Z rachunku macierzowego [5] wynika, że winna to

być operacja lewostronnego mnożenia przez diagonalną macierz reskalującą o rzędzie równym liczbie wierszy **SMO**, wtedy bowiem dotyczyć to będzie każdego wiersza macierzy oddzielnie. W świetle powyższego, reskalowanie macierzy do warunków obciążenia znamionowego będzie przebiegać jak niżej;

$${}^R O_{pr} = L_{pp} * O_{pr} = [L_{mm}] * [S_{mn}], m=(1,p), \quad (3)$$

gdzie ujęcie macierzy w nawias kwadratowy oznacza bieżące jej tworzenie z obserwacji na obserwację. Tutaj też diagonalna macierz logistyczna reskalująca może mieć współczynnik diagonalny inny dla każdego wiersza;

$$L_{mm} = \text{Diag}(1 + \Delta L_m / L_o)^{-1}, m = (1,p), \quad (4)$$

a jeśli reskalowanie w danym pomiarze wektora obserwacji jest zbędne wtedy czynnik diagonalny jest każdorazowo jedynką.

To samo rozumowanie reskalowania można zastosować do innych składowych wektora logistycznego. Dla przypomnienia, w odniesieniu do maszyn w ruchu, składowe te mogą być liczbami charakteryzującymi następujące czynniki [8]; założony wskaźnik jakości projektu, wskaźnik jakości produkcji, wskaźnik sztywności fundamentowania, rozpatrywany wyżej wskaźnik obciążenia, wskaźnik jakości obsługi, wskaźnik jakości naprawy, i inne. Natomiast warunki pracy to wspomniane już **obciążenie** ruchowe, zmienne warunki zewnętrzne pracy jak **podmuchy** wiatru w elektrowni wiatrowej, **zanurzenie** i **przeglębienie** dla statków i okrętów, temperatura czynnika wejściowego, itp. Widać więc z powyższego, że procedurę reskalowania pierwotnej **SMO** możemy stosować nie tylko przy zmianie obciążenia, także zmiennych warunków otoczenia, a w odniesieniu do niektórych składowych, takich jak np. jakość napraw, możemy nawet reskalować odczyt wyjściowy (znamionowy) wektora symptomów po kolejnej naprawie obiektu.

3. EKSTRAKCJA I INTERPRETACJA INFORMACJI DIAGNOSTYCZNEJ Z MACIERZY OBSERWACJI

Zatem przypomnijmy; obserwujemy stan złożonego obiektu krytycznego, który może przejawiać swe zużycie rozwojem różnych uszkodzeń³ opisanych funkcjami intensywności $F_i(\theta)$, ($i=1,2,\dots$). Dla uchwycenia tej wielowymiarowej degradacji stanu obserwujemy obiekt w wielowymiarowej przestrzeni symptomów stanu, tworząc **r** wymiarowy wektor obserwacji. Realizację tego wektora dla kolejnych momentów czasu życia obiektu θ_n ($n=1, 2, \dots$) tworzą naszą symptomową macierz obserwacji - **SMO**.

Jak już wspominaliśmy najlepszą metodą ekstrakcji informacji jest zastosowanie do **SMO** rozkładu względem wartości szczególnych (**SVD**), lub też bardzo blisko związanej procedury zwanej analizą wg składowych głównych (**PCA**), która

jednak z racji na kwadratowanie wartości szczególnych [6] jest mniej wrażliwa na wyłapywanie mało energetycznych składowych **SMO**. Poszczególne kolumny (symptomy) tej macierzy są centrowane i normalizowane do wartości początkowej ($\theta=0$), tak że obecnie proponowany ciąg przekształceń wektora symptomów w reskalowaną macierz można zapisać jak niżej;

$${}^R O_{pr} = L_{pp} * O_{pr} = [L_{pp}] * [S_{nm}], S_{nm} = \frac{S_{nm}}{S_{0m}} - 1, (5)$$

gdzie pogrubione litery oznaczają pierwotnie mierzone składowe macierzy przed ich normowaniem.

Procedura SVD rozkładu powyższej macierzy **prostokątnej** daje nam lewostronne i prawostronne wektory szczególne i wartości szczególne σ_i , jak niżej [7]

$${}^R O_{pr} = U_{pp} * \Sigma_{pr} * V_{rr}^T, \quad (T - \text{macierz transponowana}).$$

Tutaj U_{pp} to kwadratowa macierz lewostronnych wektorów szczególnych, V_{rr} macierz prawostronnych wektorów szczególnych, Σ_{pr} diagonalna macierz wartości szczególnych, jak niżej

$$\Sigma_{pr} = \text{diag}(\sigma_1, \dots, \sigma_l), \text{ and } \sigma_1 > \sigma_2 > \dots > \sigma_u > 0, (7)$$

$$\sigma_{u+1} = \dots = \sigma_l = 0, l = \max(p, r), u = \min(p, r).$$

Z dotychczasowych prac autora i jego zespołu wiadomo, że najlepsza interpretacja diagnostyczna powyższej transformacji **SMO** wynika z dwu wielkości pochodnych otrzymanych z **SVD**. Pierwsza zwana, **uogólnionym symptomem uszkodzenia** nr t , otrzymana z macierzy obserwacji lub z iloczynu odpowiednich wartości szczególnych i wektorów własnych rzędu t , i przedstawia ona czasowy profil uszkodzenia; $P_t(\theta)$;

$$SD_t = {}^R O_{pr} * v_t = \sigma_t \cdot u_t \sim P_t(\theta), t = 1, \dots, u. (8)$$

Druga wielkość jest miarą energetyczną powyższego i dlatego przedstawia kumulacyjne zaawansowanie tego uszkodzenia, czyli

$$\text{Norm}(SD_t) \equiv ||SD_t|| = \sigma_t \sim F_t(\theta), t = 1, \dots, u. (9)$$

Oczywiście przy śledzeniu ewolucji uszkodzeń w obiekcie obydwie wielkości będą zależeć od czasu życia obiektu θ , czyli będziemy mieli; $SD_t(\theta)$ i $\sigma_t(\theta)$. Monitorując zaś **sumaryczne** zaawansowanie uszkodzeń w użytkowanym systemie dogodnie jest śledzić sumy powyższych wielkości, jak niżej;

$$\text{Sum}SD_i(\theta) = \sum_{i=1}^z SD_i(\theta) = \sum_{i=1}^z \sigma_i(\theta) \cdot u_i(\theta) = P(\theta) (10)$$

$$\text{Sum}\sigma_i(\theta) = \sum_{i=1}^z \sigma_i(\theta) \sim \sum_{i=1}^z F(\theta)_i = F(\theta)$$

Taka interpretacja diagnostyczna uogólnionych ewolucji uszkodzeń w obiekcie otrzymanych

z dekompozycji **SVD** macierzy obserwacji wydaje się być poprawna, co wynika np. z ostatniej pracy pierwszego autora [4], gdzie bazując na koncepcji niezawodności symptomowej pokazano wyznaczenie uogólnionej krzywej życia $S_u(\theta)$ i wartości granicznej S_r . Niżej postaramy się prześledzić podobne własności obiektów wynikające z zastosowania **SVD** przy dodatkowym użyciu **reskalowania** symptomowej macierzy obserwacji (**SMO**).

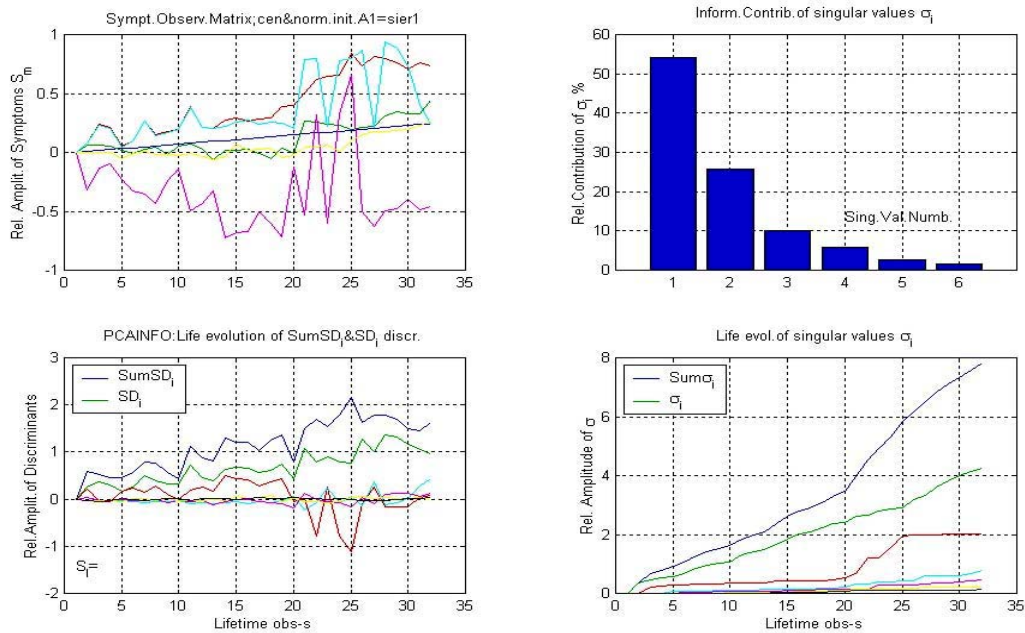
4. PRZYKŁADY RESKALOWANIA SMO W DIAGNOSTYCE OBIEKTÓW NIESTACJONARNYCH

Jednym z krytycznych urządzeń kopalń są wentylatory nadmuchu powietrza, wielkie maszyny o masie wirnika rzędu 3 ton. W czasie ich rutynowej diagnostyki drganiowej mierzy się tam amplitudy prędkości drgań obu łożysk w całym paśmie jak i w zakresie częstości obrotowych i łopatkowych, razem pięć wielkości drganiowych mierzonych co tydzień. Niestety, jak na razie nie kontroluje się **zapotrzebowania** powietrza, w związku z tym obciążenie maszyn (L) jest bardzo zmienne ale niewiadome. Mimo tego jak widać diagnostyka wielowymiarowa daje duże wygładzenie wahań symptomu uogólnionego, tak jak to można zauważyć z rysunku 1. Na górnym lewym obrazku tego rysunku mamy graficzny obraz macierzy obserwacji wraz z symptomem **czasu życia** (linia prosta). Na górnym prawym, mamy udziały informacyjne poszczególnych uogólnionych uszkodzeń, a na dolnym lewym i prawym te właśnie uogólnione uszkodzenia obliczone wg wzorów (8) – (10). Jak wynika z dolnego lewego obrazka wielkość $\text{Sum}SD_i$ jak i SD_1 (druga krzywa od góry) mają znacznie mniejsze oscylacje niż symptomy pierwotne widoczne, na lewym górnym obrazku Rys. 1. Tutaj nie stosowano reskalowania **SMO** tzn. w programie macierz reskalująca jest jedynkowa $L_r \equiv I$.

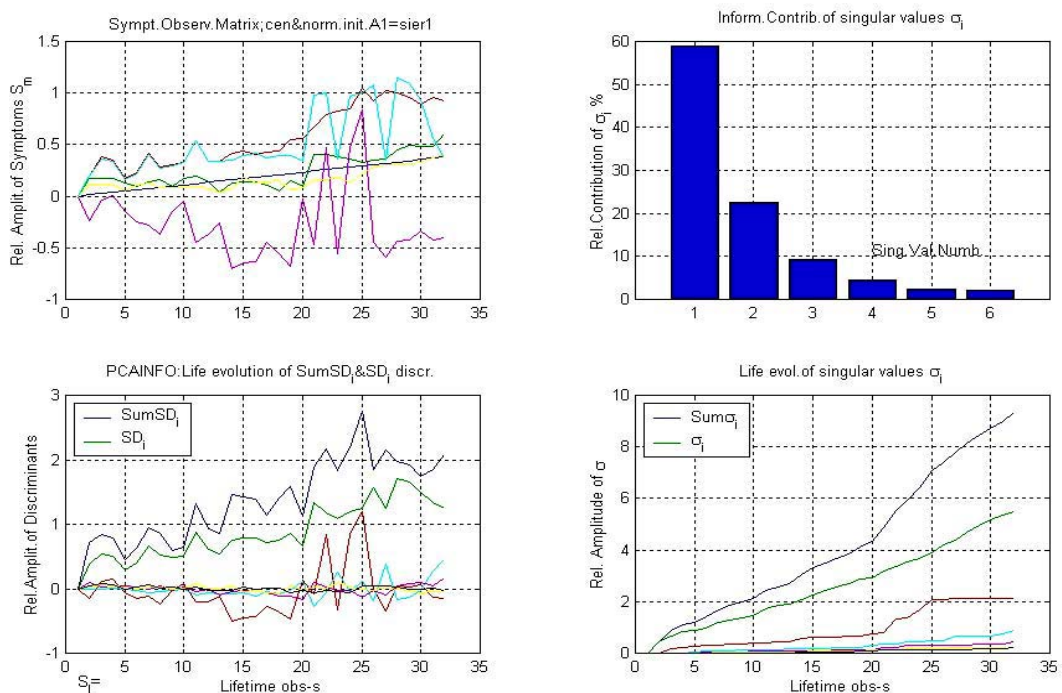
Załóżmy zatem, że odczyt pierwszy (pierwszy wiersz **SMO**) był wykonany przy dużym obciążeniu wentylatora $\Delta L > 0$, tak że czynnik reskalujący (2) będzie mniejszy niż jeden, niech więc $L_{pp} = \text{Diag}(0.9; 1; 1; \dots)$. Przy takiej jedynie zmianie wykonajmy powtórne obliczenia diagnostyki wielowymiarowej, tym samym programem jak poprzednio mianowicie; **pcainfo3.m**. Wyniki tych obliczeń przedstawia kolejny Rys. 2, skąd widać, że na każdym obrazku mamy do zanotowania istotną zmianę. Na lewym górnym obrazku rys. 2 widać mniejsze oscylacje początkowe symptomu ujemnego (po standaryzacji), zaś udział informacyjny pierwszej składowej głównej (obrazek prawy górny) zwiększył się prawie do 60%. Co więcej, oscylacje symptomów uogólnionych uszkodzeń (lewy dolny) przeszły prawie na stronę **dodatnią** przy większej dynamice $\text{Sum}SD_i$ jak i SD_1 . Podobnie zwiększyła

się dynamika wskaźników zaawansowania

uszkodzeń; $\text{Sum}\sigma_i$ jak i σ_i .



Rys. 1. Drganiowa diagnostyka wielowymiarowa wentylatora nadmuchu powietrza w jednej z kopalń krajowych, widoczne bardzo niestacjonarne obciążenie obiektu i wygładzone symptomy uogólnione



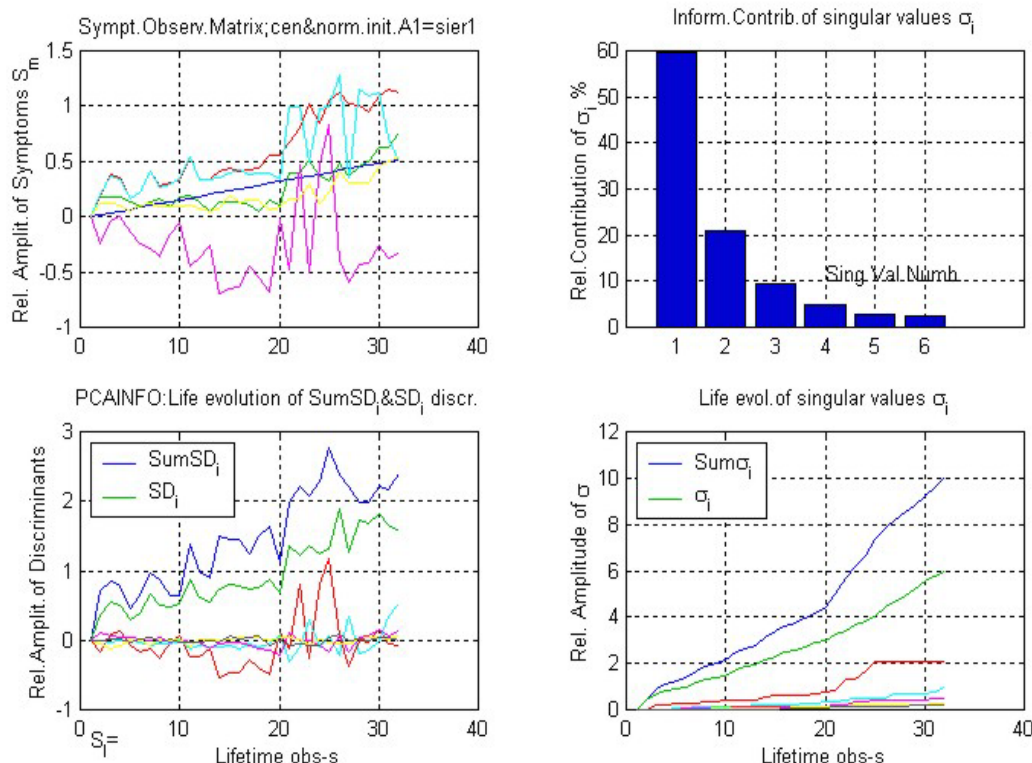
Rys. 2. Dane jak na rys.1 lecz z uwzględnieniem reskalowania pierwszej obserwacji; $L_{pp} = \text{Diag}(0.9; 1; 1; \dots)$

Jak już wspomniano program **pcainfo3.m** oblicza znacznie więcej wielkości niezbędnych w diagnostyce; takich jak uogólniona krzywa życia, wartość graniczna i w każdej z tych wielkości są zmiany z tytułu reskalowania. Warto np. podać, że wartość graniczna S_f stabilizuje się już przy 25 obserwacji i zwiększa się z 2.8 do 3.2 (rys.4), a to jak łatwo zauważyć z tytułu zwiększonej dynamiki uogólnionych symptomów po reskalowaniu.

Analizując dalsze oscylacje symptomów drgań wentylatora (rys. 1 lewo góra) można dojść do przekonania, że oscylacje te zwiększają się po odczycie nr 20, osiągając głębokie minima co by oznaczało że obciążenie wentylatora w tych obserwacjach istotnie spadło. Zatem tu należałoby **dotatkowo** zwiększyć odpowiednie czynniki skalujące, np. do $l_p = 1.1$. W następnym więc podejściu, w ten sposób reskalowano obserwacje nr: 23; 26; 30; 31; 32; łącznie z poprzednim

współczynnikiem 0.9 dla pierwszej obserwacji. Wyniki takich obliczeń dla tego samego obiektu jak

na rysunkach 1 i 2 przedstawia kolejny rys. 3.



Rys. 3. Diagnostyka wielowymiarowa wentylatora jak na rys. 1 i 2 lecz z reskalowaniem obserwacji L_{pp} ; obserwacje nr: (1)=0.9; (23)=1.1; (26)=1.1; (30-32)=1.1

Jeśli porównamy teraz Rys. 1 i Rys. 3. to widzimy dalsze zmniejszenie oscylacji i zwiększenie dynamiki uogólnionych symptomów $SumSD_i$ jak i SD_i , dalej zwiększył się też udział informacyjny pierwszej składowej głównej σ_1 do 60% i dynamika wskaźników zaawansowania uszkodzeń: $Sum\sigma_i$ jak i σ_i do około 10. Widać więc z powyższego, że za pomocą operacji reskalowania obserwacji można "prostować" uogólnione symptomy uszkodzeń, zwiększać udział informacyjny pierwszych składowych głównych opisujących uszkodzenie, jak również zwiększać dynamikę i przebieg uogólnionej krzywej życia obiektu.

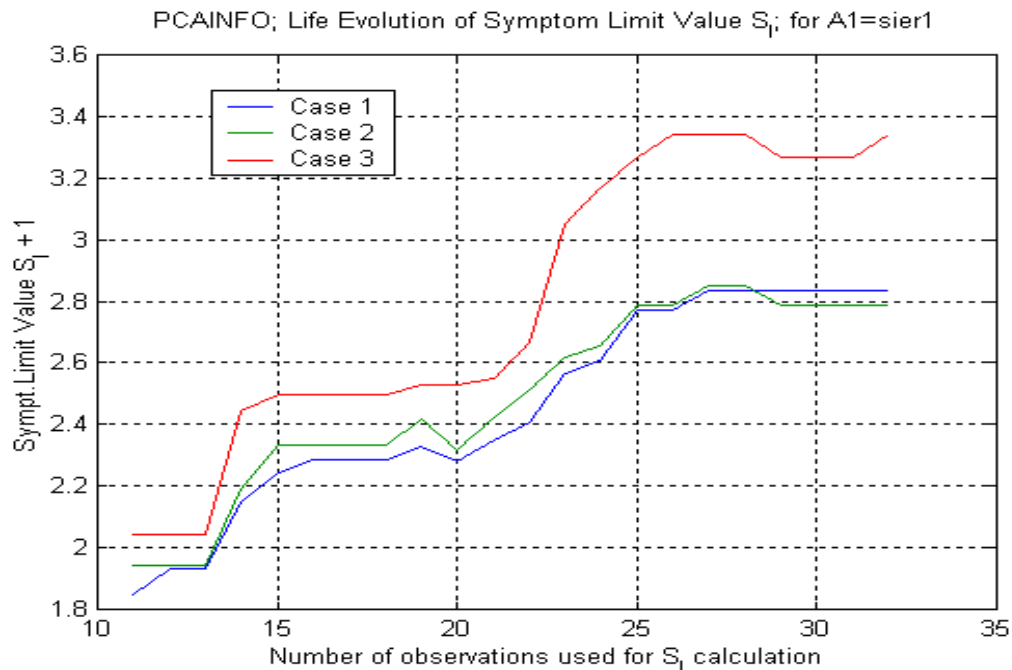
Warto jeszcze powiedzieć jak reskalowanie obserwacji wpływa na inne wielkości decyzyjne otrzymane w trakcie transformacji macierzy obserwacji, a wiodące do końcowej decyzji o zdolności obiektu do dalszej eksploatacji. Kluczową wielkością jest w tym względzie wartość graniczna S_i uogólnionego symptomu SD_i lub $SumSD_i$ obliczona przy zastosowaniu koncepcji niezawodności symptomowej [8].

Syntetyczny rysunek 4 przedstawia wpływ reskalowania na wartość graniczną w porządku jak na rysunku 1 do 3, czyli bez skalowania dla rys 1 (case 1) i i ze zwiększającym się zakresem reskalowania dla case 2 i case 3. Z powyższego

wynika, że dla obiektu **sier1** reskalowanie wartości początkowej nieznacznie zmienia przebieg i wartość S_i , dopiero znaczne reskalowanie kilku obserwacji (case 3) zmienia wartość i przebieg S_i .

Kolejna kwestia to zmienność **wkładu informacyjnego** pierwotnie mierzonych symptomów ze względu na tworzenie pierwszego symptomu uogólnionego SD_i , jak i na ogólny zasób informacji (overall) całego eksperymentu (macierzy obserwacji). Kolejny rysunek 5 przedstawia tę kwestię wg obliczeń dla danych jak na rys. 1 do 3 oznaczonych jako case 1 do case 3.

Jak wynika z rysunku 5 ogólny zasób zmienności pierwotnych symptomów nie zmienia się istotnie, zwłaszcza dla przypadku 3 (górny obrazek). Natomiast zmiana udziału informacyjnego dla symptomu uogólnionego SD_i jest też niewielka, bowiem maksimum jest tu rzędu 0.075 zawartości informacyjnej. Jest to jakby przesuwanie poziomu zerowego całego wykresu i dlatego największą zmianę można zanotować dla symptomów pierwotnych z małym wkładem informacyjnym. Jest to najbardziej widoczne dla reskalowania **pierwszego odczytu** ze współczynnikiem 0.9 (case 2).



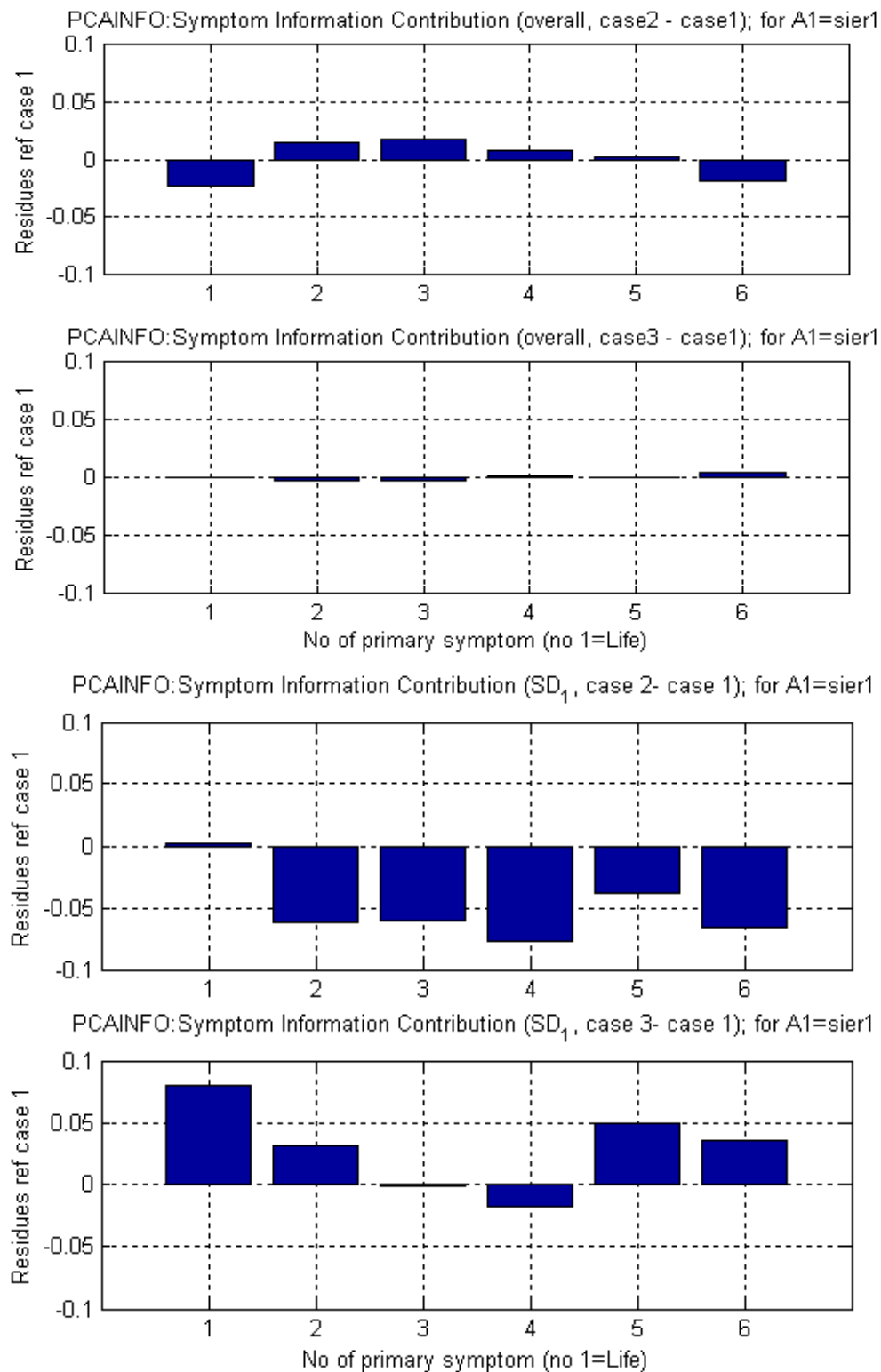
Rys. 4. Wpływ reskalowania na przebieg i wartość S_i symptomu uogólnionego obiektu **sier1** jak na rysunkach 1 (case 1) do 3 (case 3)

5. WNIOSKI

Koncepcja reskalowania symptomowej macierzy obserwacji w wielowymiarowej diagnostyce niestacjonarnych obiektów wydaje się być nośna, a pierwsze wyniki zachęcające do dalszej pracy w tym kierunku. Pokazano bowiem, że pierwotnie niestacjonarne odczyty obserwowanych symptomów mogą być w ten sposób wstępnie wygładzane, a składowe otrzymane główne (symptomy uogólnione) po transformacji **SVD** macierzy obserwacji stają się bardziej **monotoniczne** i uzyskują większą dynamikę. Zatem gdyby monitorować decyzyjny parametr wektora logistycznego (np. obciążenie) razem z odczytem wektora symptomów to uzyskamy podstawę do ewentualnego reskalowania całej macierzy obserwacji. Natomiast odnośnie wartości współczynników można by wyliczać iteracyjnie startując z metody prób i błędów. Ogólnie, zależnie od potrzeb możliwe są również inne kryteria jakości reskalowania, np. szybkość ustalania się wartości granicznej S_b , czy też pojawienie się innego symptomu uogólnionego SD_2 , i inne. Warto się nad tym zastanowić projektując nowe eksperymenty diagnostyczne.

6. LITERATURA

1. Cempel C., Innovative developments in systems condition monitoring, Keynote Lecture, DAMAS'99, Dublin 1999.
2. Natke H. G., Cempel C., Model Aided Diagnosis of Mechanical Systems, Springer Verlag, Berlin, 1997.
3. Cempel C., Multidimensional Condition Monitoring of Mechanical Systems in Operation, Mechanical Systems and Signal Processing, 2003, 17(6), 1291 – 1303.
4. Cempel C., Implementing Multidimensional Inference Capability in Vibration Condition Monitoring, Proceedings of Conference: Acoustical and Vibratory Surveillance, Senlis - France, October 2004.
5. Gere G. M., Weaver W., Matrix Algebra for Engineers, Van Nostrand, Princetown, 1965.
6. Natke H. G., Cempel C., The symptom observation matrix for monitoring and diagnosis, Journal of Sound and Vibration, 248, 597 – 620, 2002.
7. Kiełbasiński A., Schwielićk H., Numeryczna Algebra Liniowa, WNT, Warszawa, 1992.
8. Cempel C., Natke H. G., Yao J. P. T., Symptom Reliability and Hazard for Systems Condition Monitoring, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 14, No 3, 2000, pp 495-505.



Rys. 5. Całościowa (overall) i cząstkowa (dla SD_1) wrażliwość zawartości informacyjnej pierwotnie mierzonych symptomów macierzy obserwacji



Maciej TABASZEWSKI

Autor jest adiunktem w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej.

Specjalność: diagnostyka drganiowa maszyn, elementy sztucznej inteligencji w diagnostyce, programowanie obiektowe, modelowanie oraz prognozowanie symptomów diagnostycznych, przetwarzanie sygnałów.

Czesław CEMPEL – informacje o Autorze na str. 14.

¹ Prezentowane pierwotnie na Sympozjum Diagnostyki Maszyn Węgierska Górka 2005.

² Wtedy symptomy przedstawiają stan **bez zużycia**, odwrotnie niż w statystyce gdzie normuje się do wartości średniej.

³ Uszkodzenia te są różnie fizykalnie i przestrzennie i na początku mogą być niezależne nawet w sensie matematycznym.

WYBRANE FUNKCJE SYSTEMU DOZORUJĄCO-TERAPEUTYCZNEGO W UKŁADZIE KOMUNIKACJI

Marcin BEDNAREK*, Lesław BĘDKOWSKI**, Tadeusz DĄBROWSKI**

*Katedra Informatyki i Automatyki, Wydział Elektrotechniki i Informatyki
Politechnika Rzeszowska, ul. W. Pola 2, 35-959 Rzeszów, fax (17) 8542910, e-mail: bednarek@prz.rzeszow.pl

**Instytut Systemów Elektronicznych, Wydział Elektroniki
Wojskowa Akademia Techniczna, ul. S. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, fax (22) 6839125,
e-mail: lbedkowski@wel.wat.edu.pl, tdabrowski@wel.wat.edu.pl

Streszczenie

Scharakteryzowano komunikację pomiędzy stacją operatorską (komputerem nadrzędnym) a stacją procesową (programowalnym sterownikiem wielofunkcyjnym) rozproszonego systemu sterowania. Przedstawiono wybrane funkcje systemu dozoru i terapeutycznego układu komunikacji. Podano przykład diagnozowania komunikacji (wykorzystującej protokół Modbus) bazujący na zastosowaniu standardowych funkcji odczytu protokołu. Objasniono algorytm grupowania komunikatów jako jedną z metod terapii przywracającej zdolność układowi komunikacji, w przypadku przeciążenia magistrali komunikacyjnej.

Słowa kluczowe: proces przeciwdestrukcyjny, układ komunikacji, system dozoru i terapeutyczny.

THE SELECTED FUNCTIONS OF SUPERVISION AND THERAPEUTIC SYSTEM IN A COMMUNICATION SYSTEM

Summary

The communication between an operator station (a host computer) and a process station (a multifunction programmable controller) of a distributed control system is briefly characterized. Selected functions of a supervision and therapeutic system of the communication system are presented. An example of communication diagnosing (a communication according to Modbus protocol) based on an application of standard reading functions of protocol is given. The messages grouping algorithm as one of the therapeutic methods restoring communication system fitness in case of bus overload is described.

Keywords: anti-destructive process, communication system, supervision and therapeutic system.

1. WPROWADZENIE

Zadaniem układu komunikacji jest połączenie elementów rozproszonego systemu sterowania (DCS – *Distributed Control System*) i zapewnienie niezawodnej komunikacji pomiędzy nimi. Magistrala komunikacyjna zapewnia połączenie stacji procesowych (tj. sterowników obiektowych realizujących sterowanie procesem) oraz komputera nadrzędnego (tj. stacji operatorskiej). Komputer nadrzędny może pełnić zarówno rolę stacji operatorskiej (wizualizacja procesu), inżynierskiej (konfiguracja) oraz diagnostycznej (dozorowanie procesu [1, 7]). Bieżącą funkcję komputera nadrzędnego określa rodzaj aktualnie uruchomionego oprogramowania (lub rodzaj wykonywanych czynności). W stacji operatorskiej może się odbywać zbieranie i przetwarzanie wyników badania diagnostycznego, a także inicjowanie odpowiednich działań terapeutycznych przywracających zdolność elementom systemu.

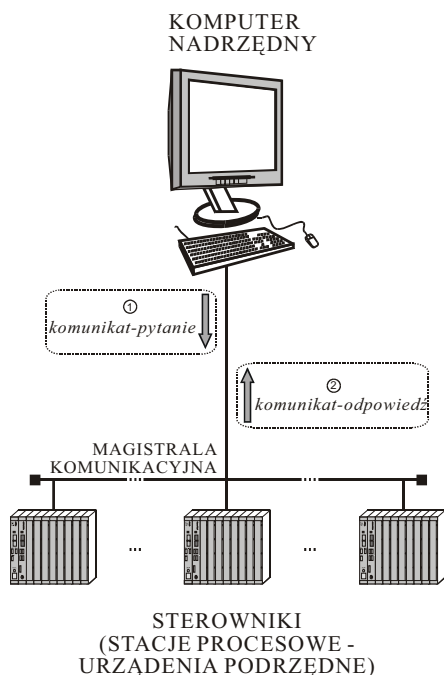
Artykuł poświęcony jest przede wszystkim analizie stanu komunikacji pomiędzy komputerem nadrzędnym a stacją procesową. Dozorowanie układu komunikacji oraz dozorowanie stacji procesowych i procesu sterowania należy do zadań komputera nadrzędnego.

W układzie komunikacji można wyróżnić następujące główne elementy:

- *interfejs komunikacyjny komputera nadrzędnego;*
- *magistralę komunikacyjną z protokołem komunikacji;*
- *interfejs komunikacyjny stacji procesowej.*

Pożądana niezawodność komunikacji polega na zapewnieniu takiej jakości transmisji informacji pomiędzy urządzeniami systemu, aby możliwe było utrzymanie systemu w stanie zdolności stabilnej. Niezawodny układ komunikacji charakteryzuje się możliwością samodzielnego przejścia ze stanu chwilowej niezdatności lub zdolności niestabilnej do stanu stabilnej zdolności. Układ komunikacji rozproszonego systemu sterowania powinien – przede wszystkim – spełniać wymagania dotyczące

zapewnienia gwarantowanego czasu dostarczenia zmiennych [9]. Rys. 1 przedstawia fragment mini-DCS, składający się z komputera nadrzędnego oraz programowalnych sterowników wielofunkcyjnych. W artykule jest rozpatrywany system, składający się ze stacji operatorskiej oraz programowalnego sterownika wielofunkcyjnego, nazywany *programowalnym systemem wielofunkcyjnym* [4].



Rys. 1. Komunikacja pomiędzy komputerem nadrzędnym a sterownikami obiektowymi

Komputer nadrzędny wyposażony jest zazwyczaj w odpowiednio wykonane aplikacje, służące m.in. do sterowania nadrzędnego, diagnozowania i akwizycji danych. Wykonanie aplikacji specjalnie przystosowanej do konkretnego systemu oraz odpowiednich procedur diagnozowania spełniających oczekiwania projektanta - jest czynnością czasochłonną i kosztowną [8]. Zwykle więc do celów diagnozowania układu komunikacji wykorzystuje się firmowe pakiety SCADA (*Supervisory Control And Data Acquisition*) [13, 14] posiadające pewne ograniczenia w stosowaniu metod diagnozowania (ograniczenia możliwości implementacji zaplanowanych działań diagnostycznych). Urządzenia połączone układem komunikacji, na ogół, także nie wykorzystują pełnych możliwości zawartych w dokumentacji technicznej protokołu komunikacyjnego, z którego korzystają. Dlatego projektant systemu diagnostycznego musi wybrać sposób implementacji mechanizmów bezpieczeństwa [2] - przy pomocy dostępnych możliwości pakietu SCADA i sterownika. W punkcie 2.2 artykułu podano przykład sposobu odczytu liczników komunikatów, w przypadku braku implementacji odpowiednich funkcji diagnostycznych protokołu komunikacyjnego

Niezdadność układu komunikacji może być spowodowana (oprócz niezdadności magistrali, charakteryzującej się brakiem możliwości dostarczenia zmiennych z powodu funkcjonalnych niezdadności komunikujących się urządzeń) np. przeciążeniem magistrali komunikacyjnej wywołanym zbyt dużą liczbą wymian komunikatów. Jedną z metod terapeutycznych zmniejszającą obciążenie jest *grupowanie komunikatów* (grupowanie informacji w jednym komunikacie zamiast kilku pojedynczych). Powoduje to oszczędność czasu przeznaczanego na transmisję informacji dodatkowej (narzutu protokołu).

Zasygnalizowane powyżej zagadnienia związane z procesem diagnozowania komunikacji „komputer nadrzędny-sterownik obiektowy” bazującej na zasadzie *master-slave* (rys. 1) [6] są rozwinięte w kolejnych punktach artykułu. Wspomniana zasada komunikacji polega na wysyłaniu przez komputer nadrzędny (*master*) *komunikatów-pytań* do „nasłuchujących” i oczekujących na nadejście komunikatu stacji procesowych (*slave*) oraz na odpowiadaniu *komunikatami-odpowiedziami* komputerowi nadrzędnemu. Sterowniki obiektowe nie mogą samodzielnie inicjować wymian danych. Przedstawicielem tego typu komunikacji jest protokół *Modbus* [10, 5]. Na jego przykładzie przeprowadzono dalsze rozważania.

2. DIAGNOZOWANIE KOMUNIKACJI PROWADZONEJ WG PROTOKOŁU MODBUS

2.1. Funkcje diagnostyczne protokołu

Komunikat w protokole *Modbus* składa się z kolejno ułożonych pól: znacznika początku, adresu urządzenia *slave*, funkcji, danych, kontroli parzystości i znacznika końca. Analiza numeru funkcji przez urządzenia podrzędne pozwala określić czynność, którą powinny wykonać. Najczęściej wykorzystywanym trybem pracy protokołu jest RTU. Szczegółowy opis funkcji protokołu *Modbus* można znaleźć w [10]. Protokół udostępnia grupy funkcji związanych (rys. 2):

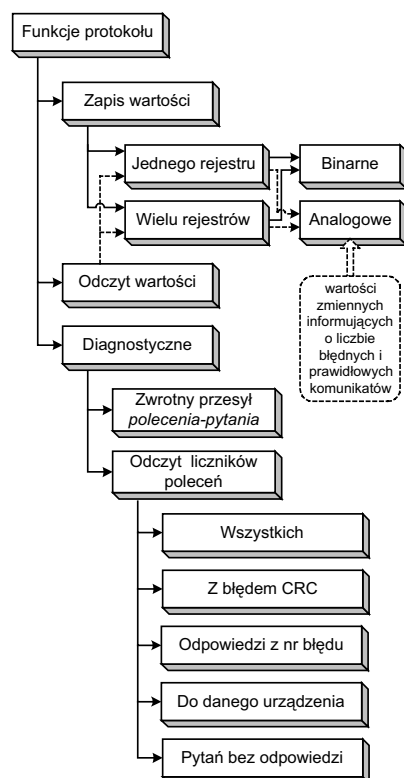
- z odczytem wartości zmiennych analogowych i binarnych (rejestrów, wyjść i wejść),
- z zapisem wartości zmiennych (rejestrów) analogowych i binarnych,
- ze zbiorem podfunkcji funkcji 08 przeznaczonych do celów diagnozowania. Realizują one m.in. zwrotny przesył *komunikatu-pytania* testowego (podfunkcja 00) oraz dostarczają informacje dotyczące wartości wyjść liczników komunikatów urządzenia *slave* (podfunkcje 11-15):
- wszystkich *komunikatów-pytań* na magistrali,
- odebranych *komunikatów-pytań* z błędem CRC,
- wysłanych *komunikatów-odpowiedzi* z nr błędu,
- *komunikatów-pytań* adresowanych do *slave*,
- *komunikatów-pytań* do *slave'a* bez odpowiedzi.

2.2. Sposoby diagnozowania komunikacji

Diagnozowanie komunikacji może odbywać się np. niżej wymienionymi sposobami:

1. poprzez analizę odpowiedzi urządzenia podrzędnego (właściwy komunikat lub odpowiedni numer błędu, [10] podaje osiem kodów),
2. wykorzystując podfunkcje funkcji 08 (rys. 2 – wybrane podfunkcje).

W pierwszym ze sposobów, mechanizmy interwencyjne [5] sterowników obiektowych powinny odpowiednio zidentyfikować przyczynę aktualnego stanu systemu. W razie stwierdzenia nieprawidłowości w procesie komunikacji (np. błędów w nadesłanym komunikacie), protokół *Modbus* oferuje komunikaty-odpowiedzi zawierające numery błędów. Często spotyka się implementację pierwszych trzech kodów oznaczających otrzymanie: nieprawidłowego kodu funkcji, adresu lub danych o wartościach poza zakresem.



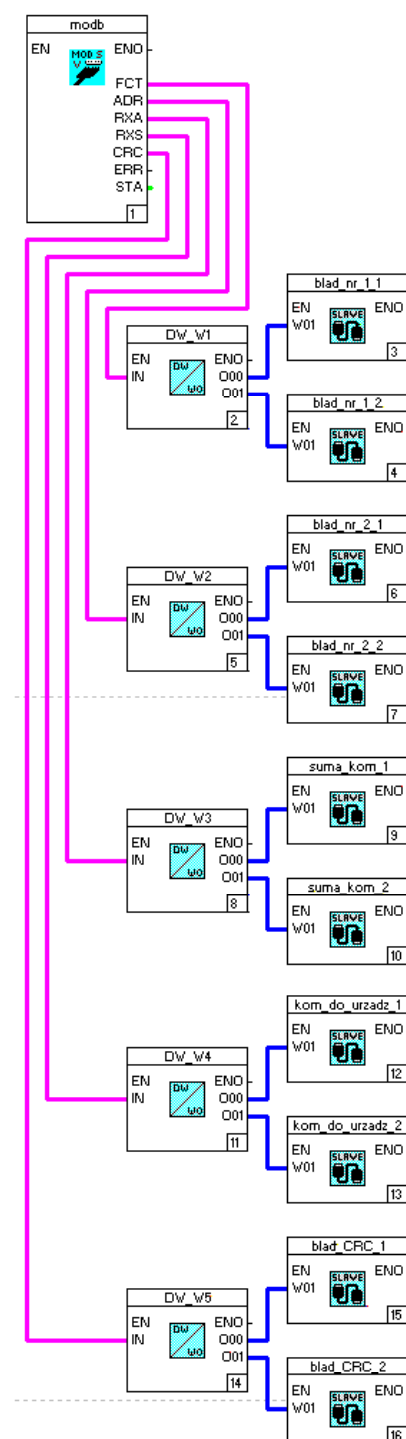
Rys. 2. Funkcje protokołu Modbus

Funkcję diagnostyczną 08 realizują sterowniki Modicon (drugi sposób) [10]. Jednak część urządzeń komunikujących się wg *Modbus*'a wykorzystuje tylko podfunkcję 00 (testowanie poprawności zwrotnej odpowiedzi - np. Digimatik [11]).

Sytuację braku odpowiednich funkcji diagnostycznych można poprawić w sposób opisany poniżej.

Jeżeli urządzenie, które nie jest wyposażone w podfunkcję odczytu liczników komunikatów prowadzi wewnętrzną statystykę, to udostępnienie tych wartości komputerowi nadrzędnemu – w celu diagnozowania komunikacji – może nastąpić

poprzez odpowiednie przyłączenie wyjść liczników komunikatów do wyjściowych rejestrów analogowych, przeznaczonych do odczytu przez *master*'a. Rys. 3 przedstawia przykład właśnie takiego połączenia. Jest on zrealizowany w formie schematu FBD (*Function Block Diagram*) – jednej z metod programowania sterowników (przykład – sterownik Digimatik).



Rys. 3. Odczyt liczników poleceń

Wyjścia liczników komunikatów bloku komunikacji (blok nr 1 – rys. 3), poprzez odpowiednie bloki konwersji typów (nr 2, 5, itd.),

połączone są z blokami reprezentującymi rejestry analogowe (nr 3 i 4, 6 i 7, itd.). Komputer nadrzędny dokonuje odczytu rejestrów powszechnie stosowaną funkcją 03 [10], równoważną, w tym przypadku, zastosowaniu odpowiednich podfunkcji funkcji 08. Sposób ww. równoważnego odczytu zilustrowano na rys. 2 w formie przerywanej ścieżki.

Zróżnicowane możliwości oferuje nie tylko oprogramowanie stacji procesowych (*slave*), ale także pakiety SCADA komputera nadrzędnego [3].

3. NIEZDATNOŚĆ MAGISTRALI KOMUNIKACYJNEJ

3.1. System dozoru i terapeutyczny układu komunikacji

Układ komunikacji łączący stacje systemu, w przypadku konieczności przestrzegania ściśle określonego czasu dostarczenia zmiennych, powinien być wyposażony w system dozoru i terapeutyczny (SDT_{UK}) [5]. Nie wszystkie spośród czynności terapeutycznych mogą być przeprowadzane *on-line* podczas pracy systemu (niektóre z nich wymagają chwilowego zatrzymania i restartu). Złożony system dozoru i terapeutyczny, którego działania powinny obejmować realizację wcześniej założonego algorytmu „ratunkowego” pozwala na ograniczenie czasu niezbędnego na obsługiwanie systemu (zamiast manualnego oddziaływania operatora reagującego na komunikaty doradcze).

Jedną z przyczyn niezdatności układu komunikacji, oprócz czynników spowodowanych przez awarię połączonych urządzeń, jest często próba równoczesnego przesłania zbyt dużej liczby komunikatów. Powoduje to przeciążenie magistrali komunikacyjnej co jest stanem niezdatności. Opis czynników powodujących przeciążenie można znaleźć w [3].

Wskaźnikiem obciążenia magistrali może być suma ilorazów czasu transmisji komunikatu (pytania i odpowiedzi) do czasu jego cyklu. Przeciążenie występuje, gdy wskaźnik ten przekracza wartość 1 (tylko teoretycznie, bo w zależności od przyjętej metody szeregowania wysyłanych wiadomości, wartość obciążenia magistrali, przy której system staje się niewydolny może być mniejsza).

3.2. Metody terapii przywracające zdadność układowi komunikacji

Po rozpoznaniu przez SDT_{UK} stanu niezdatności komunikacji (przeciążenia magistrali), podejmowane są czynności terapeutyczne zmierzające do przywrócenia stanu zdadności. Kolejnymi etapami przywracania stanu zdadności mogą być [3]:

- zwiększenie szybkości transmisji,
- zmniejszenie ilości przesyłanych informacji,
- zwiększenie okresu aktualizacji zmiennych,
- grupowanie komunikatów.

3.3. Grupowanie komunikatów

W przypadku grupowania komunikatów, zamiast kilku oddzielnych *komunikatów-pytań* oraz *komunikatów-odpowiedzi*, w magistrali pojawia się wspólne pytanie o kilka zmiennych oraz wspólna odpowiedź. Grupowanie komunikatów polega więc na przesłaniu większej liczby wartości zmiennych w jednym komunikacie. Intuicyjną metodą grupowania komunikatów jest łączenie w grupy zmiennych o identycznych okresach aktualizacji. Takie grupowanie nie daje jednak możliwości minimalizacji obciążenia magistrali komunikacyjnej, dlatego niezbędne jest zastosowanie właściwego algorytmu grupowania.

Przyjmijmy, że grupowanie odbywa się zgodnie z niżej wymienionymi regułami.

Rozpatruje się komunikację z jednym urządzeniem (można grupować komunikaty adresowane tylko do jednego urządzenia), a w przypadku większej liczby *slave* grupowanie należy powtórzyć dla każdego urządzenia oddzielnie. Grupowanie komunikatów o różnych cyklach (okresach aktualizacji) zakłada wysyłanie komunikatu grupowego z najmniejszym wymaganym czasem cyklu spośród składowych grupy. Niedopuszczalne jest grupowanie z okresem aktualizacji większym niż pierwotnie zaplanowany (należy zapewnić gwarantowany czas dostarczenia).

Podstawowymi, używanymi dalej, pojęciami są:

- *wiadomość pojedyncza* – komunikat, przy pomocy którego jest przesyłana wartość jednej zmiennej,
- *grupowanie wiadomości* - łączenie komunikatów w grupy wg pewnego kryterium,
- *wiadomość grupowa* – komunikat, w którym jest przesyłana pewna liczba wartości zmiennych,

W wyniku prowadzonych prac powstał algorytm grupowania komunikatów tzw. metodą *komparatywnej przewagi*. Rys. 4 przedstawia schemat algorytmu tej metody. W celu dokładniejszego opisu algorytmu grupowania metodą komparatywnej przewagi wprowadźmy pojęcia czasu transmisji danych i obciążenia magistrali:

- czas przesyłu α zmiennych pojedynczo

$$T_{\alpha} = T_u \alpha = (T_d + T_n + T_{dod}) \alpha \quad (1)$$

gdzie:

T_u - czas przesyłu komunikatu

T_d - czas przesyłu informacji użytecznej (dane)

T_n - czas przesyłu inf. nadmiarowej (narusz protokołu)

T_{dod} - czas dodatkowy (m.in. detekcji komunikatu)

- czas przesyłu α zmiennych grupowo

$$T_{\alpha_{gr}} = \alpha T_d + T_n + T_{dod} \quad (2)$$

- obciążenie magistrali

$$S = \sum_{i=1}^n S_i = \sum_{i=1}^n \frac{T_{u_i}}{T_{a_i}} \quad (3)$$

gdzie:

- S_i - obciążenie magistrali komunikatem i
 T_{d_i} - czas transmisji komunikatu i
 T_{a_i} - czas aktualizacji (cyklu) komunikatu i
 n - liczba komunikatów.

Grupowanie metodą komparatywnej przewagi opiera się na następującej zasadzie: celowe jest grupowanie komunikatów, które są pierwotnie wysyłane z różnym cyklem pod warunkiem, że obciążenie magistrali przesyłem wartości zmiennej (bez narzutu protokołu) z mniejszym cyklem, jest mniejsze niż obciążenie przesyłem tej samej wartości oddzielnym komunikatem z cyklem pierwotnym. Inaczej mówiąc, metoda bazuje na porównaniu rzeczywistego obciążenia, które wnoszą cały pojedynczy komunikat z obciążeniem spowodowanym wysłaniem tylko informacji użytecznej z innym (nowym) cyklem oraz na sprawdzeniu, czy nowy cykl komunikatu grupowego nie jest większy od pierwotnego.

Warunek ten można zapisać w postaci:

$$S_{d_j} < S_i \cap T_{a_i} \geq T_{awz_j} \quad (4)$$

gdzie:

- T_{a_i} - czas aktualizacji (cyklu) komunikatu i
 T_{awz_j} - przyjęty czas cyklu nowego komunikatu grupowego
 S_i - obciążenie magistrali komunikatem i
 S_{d_j} - obciążenie magistrali informacją użyteczną komunikatu i wysłanego z cyklem T_{awz_j}

$$S_{d_j} = \frac{T_{d_i}}{T_{awz_j}} \cdot S_i \quad (5)$$

Zysk grupowania (ZG) jest różnicą pomiędzy obciążeniem magistrali pierwotnym komunikatem pojedynczym, a obciążeniem informacją użyteczną wysłaną z nowo przyjętym cyklem:

$$ZG = S_i - S_{d_j} \quad (6)$$

Zapisując warunek granicznego zysku grupowania jako:

$$S_{d_j} = S_i \quad (7)$$

oraz wyrażając (7) w postaci ilorazów czasów:

$$\frac{T_{d_i}}{T_{awz_j}} = \frac{T_{d_i} + (T_n + T_{dod})}{T_{a_i}} \quad (8)$$

po przekształceniach otrzymuje się:

$$\frac{T_{a_i} - T_{awz_j}}{T_{a_i}} = 1 - \frac{T_{d_i}}{T_{d_i} + (T_n + T_{dod})} \quad (9)$$

Przyjmując, że względna odległość grupowanych cykli (OGC_W) komunikatów ma postać:

$$OGC_W = \frac{T_{a_i} - T_{awz_j}}{T_{a_i}} \quad (10)$$

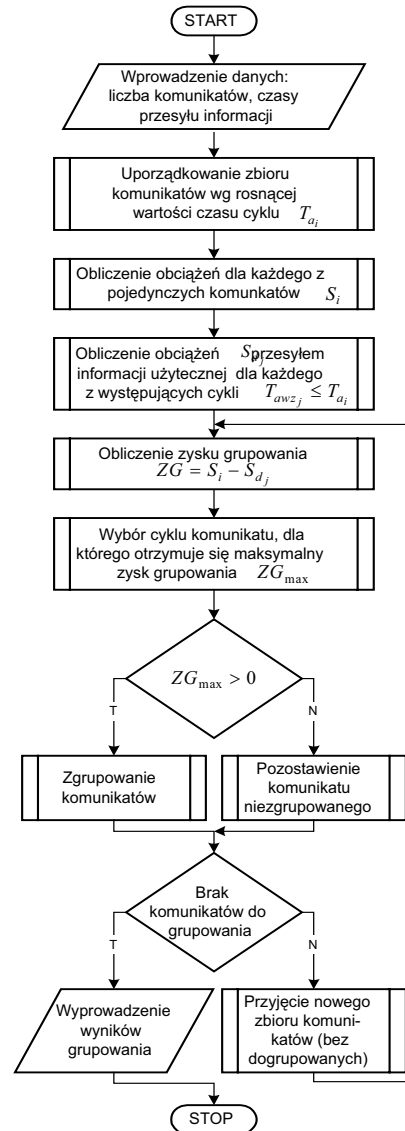
oraz, że współczynnik wypełnienia komunikatu (WWK) wyraża się w postaci:

$$WWK = \frac{T_{d_i}}{T_{d_i} + (T_n + T_{dod})} \quad (11)$$

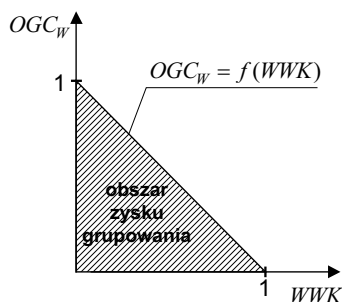
otrzymuje się: $OGC_W = 1 - WWK$. Zaznaczona strefa na wykresie $OGC_W = f(WWK)$ wyznacza obszar zysku grupowania (rys. 5).

Odkładając na osiach wartości współczynników OGC_W i WWK można odczytać, czy grupowanie komunikatów jest korzystne.

Grupowanie komunikatów z jednej strony zmniejsza ilość przesyłanej informacji, z drugiej strony zwiększa częstotliwość przesyłu rzadziej pojawiających się komunikatów. Metoda grupowania pozwala na minimalizację obciążenia magistrali.



Rys. 4. Schemat algorytmu grupowania metodą komparatywnej przewagi



Rys. 5. Obszar zysku grupowania

4. PODSUMOWANIE

W dużej liczbie rozwiązań sprzętowych nie są implementowane funkcje diagnostyczne protokołu *Modbus*. Przykładem może być brak lub znaczne zawężenie możliwości stosowania funkcji 08.

Jedną z metod terapeutycznych zapobiegającą przeciążeniu magistrali jest grupowanie komunikatów. Może być ono zrealizowane, o ile pozwala na to konstrukcja oprogramowania urządzeń połączonych magistralą komunikacyjną [3]. Do poprawnej realizacji grupowania niezbędna jest informacja o możliwości kolejnego ułożenia adresów zmiennych w urządzeniu podrzędnym.

LITERATURA

- [1] Będkowski L.: Wielopoziomowe systemy dozoru i terapeutyczne. Biuletyn WAT nr 5/2004. Warszawa 2004. str. 5-17.
- [2] Będkowski L.: Elementy diagnostyki technicznej. WAT, wyd. 2, Warszawa 1992, rozdział 4.
- [3] Będkowski L., Dąbrowski T., Bednarek M.: Wpływ systemu dozoru i terapeutycznego na właściwości układu komunikacji systemu wielofunkcyjnego. Materiały XXXII Ogólnopolskiego Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”, Węgierska Góra, 28.02÷05.03.2005.
- [4] Będkowski L., Dąbrowski T., Bednarek M.: Niedomiar potencjalności przeciwdestrukcyjnej systemu katalizatorem niezdatności. Materiały XXXIII Zimowej Szkoły Niezawodności. Szczecin, 10÷15.01.2005, str. 32-43.
- [5] Bednarek M., Będkowski L., Dąbrowski T.: Procedury przeciwdestrukcyjne układu komunikacji w ujęciu wieloprotocowym. Materiały XXXII Ogólnopolskiego Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”. Węgierska Góra, 28.02÷5.03.2005.
- [6] Bednarek M., Trybus L.: Sterownik modemu dla rozproszonego systemu sterowania. Materiały XIII KKA. Opole, 21÷24.09.1999, t.2, str. 67-72.
- [7] Korbicz J., Kościelny J., Kowalczyk Z., Cholewa W.: Diagnostyka procesów. Modele. Metody sztucznej inteligencji. Zastosowania. WNT, Warszawa 2002, rozdział 1.
- [8] Kościelny J.: Diagnostyka zautomatyzowanych procesów przemysłowych. Akademicka Oficyna Exit, Warszawa 2001, rozdział 1.

- [9] Sacha K.: Systemy czasu rzeczywistego. Oficyna Wydawnicza P.W. wyd. 2, Warszawa 1999.
- [10] Modicon Modbus Protocol Reference Guide. PI-MBUS-300 Rev. J, Modicon Inc., June 1996.
- [11] Hartmann & Braun - DigiTool (2). Functions and Function Blocks v.2.1. Frankfurt am Main, 1995.
- [12] Dokumentacja Wonderware Factory Suite.
- [13] <http://www.intellution.com>
- [14] <http://www.wonderware.com>



Prof. dr hab. inż. Lesław BĘDKOWSKI jest nauczycielem akademickim na Wydziale Elektroniki Wojskowej Akademii Technicznej w Warszawie. Zainteresowania naukowe Profesora skupiają się głównie wokół następujących problemów: teoria diagnostyki technicznej, optymalizacja procedur diagnostycznych, diagnostyka systemów antropotechnicznych, diagnostyka w ujęciu potencjałowo-efektowym, teoria użytkowania w ujęciu wieloprotocowym, wielopoziomowe systemy dozoru i terapeutyczne, diagnostyka bezpieczeństwa.



Dr hab. inż. Tadeusz DĄBROWSKI jest zatrudniony na stanowisku profesora nadzwyczajnego i pełni funkcję prodziekana ds. kształcenia w Wydziale Elektroniki WAT. Zainteresowania naukowe koncentrują się w obszarze teorii eksploatacji – głównie na diagnostyce technicznej. Do ważniejszych zagadnień, którymi się zajmował i/lub zajmuje należą: diagnostyka systemów antropotechnicznych (w aspekcie użytkowym i bezpieczeństwa); optymalizacja procesów diagnostyczno-obserwacyjnych; komputerowe wspomaganie procesu diagnostyczno-obserwacyjnego; diagnozowanie obiektów technicznych (zwłaszcza wyposażenia elektrycznego statków powietrznych).



Mgr inż. Marcin BEDNAREK jest absolwentem Wydziału Elektrycznego Politechniki Rzeszowskiej. W 1995 roku uzyskał dyplom magistra inżyniera z wyróżnieniem. Pracuje na stanowisku asystenta w Katedrze Informatyki i Automatyki Wydziału Elektrotechniki i Informatyki Politechniki Rzeszowskiej. Głównym obszarem jego zainteresowań jest diagnostyka systemów, komunikacja w sieciach komputerowych oraz wizualizacja procesów.

WIELOPROCESOWE UJĘCIE EKSPLOATACJI UKŁADU KOMUNIKACJI

Marcin BEDNAREK*, Lesław BĘDKOWSKI**, Tadeusz DĄBROWSKI**

*Katedra Informatyki i Automatyki, Wydział Elektrotechniki i Informatyki
Politechnika Rzeszowska, ul. W. Pola 2, 35-959 Rzeszów, fax (17) 8542910, e-mail: bednarek@prz.rzeszow.pl

**Instytut Systemów Elektronicznych, Wydział Elektroniki
Wojskowa Akademia Techniczna, ul. S. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, fax (22) 6839125,
e-mail: lbedkowski@wel.wat.edu.pl, tdabrowski@wel.wat.edu.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono eksploatację układu komunikacji w ujęciu wieloprocessowym. Układ komunikacji łączy stację procesową i stację operatorską (diagnostyczną) rozproszonego systemu sterowania. Scharakteryzowano komunikację pomiędzy komputerem nadrzędnym (master) a sterownikiem (slave). W procesie eksploatacji układu komunikacji wyróżniono trzy współbieżne procesy: proces użytkowania, który prowadzi do osiągnięcia wymaganego efektu użytkowego; proces destrukcyjny prowadzący do utraty zdolności i proces przeciwdestrukcyjny zapobiegający inicjacji i hamujący lub przerywający proces destrukcyjny. Przedstawiono procedury przeciwdestrukcyjne systemu dozorująco-terapeutycznego z uwzględnieniem podprocesów procesu przeciwdestrukcyjnego: osłonowego, interwencyjnego i przeciwwaryjnego.

Słowa kluczowe: proces destrukcyjny, proces przeciwdestrukcyjny, system dozorująco-terapeutyczny.

A MULTIPROCESS APPROACH TO AN OPERATION OF COMMUNICATION SYSTEM

Summary

The operation of a communication system in a multiprocess approach is presented in the article. The communication system connects a process station and an operator station (diagnostic) of a distributed control system. The communication between a host computer (master) and a controller (slave) is briefly characterized. During the operation of the communication system three concurrent processes are differentiated: a usage process leading to a required effect of use; a destructive process causing loss of the fitness and an anti-destructive process preventing or stopping the destructive process. The anti-destructive procedures of supervision and therapeutic system are given, considering sub-processes of the anti-destructive process: protective, intervention and anti-breakdown ones.

Keywords: destructive process, anti-destructive process, supervision and therapeutic system.

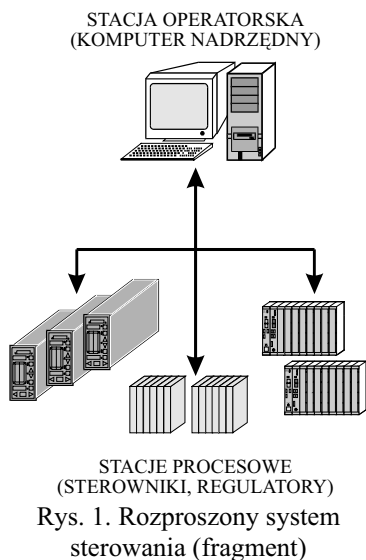
1. WPROWADZENIE

1.1. Układ komunikacji

W rozproszonym systemie sterowania można wydzielić dwie kategorie urządzeń: stacje procesowe (sterowniki - realizujące procesy sterowania) oraz stacje operatorskie (umożliwiające wizualizację i oddziaływanie operatorskie). W zależności od rodzaju uruchomionego oprogramowania stacja operatorska może pełnić rolę stacji diagnostycznej (dozorowanie stanu procesu), a także stacji inżynierskiej (konfiguracja systemu). W każdym rozproszonym systemie sterowania ma miejsce komunikacja pomiędzy urządzeniami połączonymi w sieć przemysłową (rys. 1). Pomiędzy stacją operatorską a stacjami procesowymi dokonuje się cykliczna wymiana informacji. Sieci przemysłowe powinny spełniać wymagania dotyczące przede wszystkim zdeteminowanego czasu wymiany danych, możliwości przekazywania dużej liczby

komunikatów i wysokiej niezawodności [7]. Aby spełnić pierwsze, najważniejsze spośród ww. wymagań stosuje się mechanizmy pozwalające na uniknięcie kolizji w sieci (skutek jednoczesnego nadawania przez stacje systemu). W mniejszych systemach DCS (*Distributed Control System*) [6] stosowany jest mechanizm odpytywania, polegający na cyklicznej (także na sporadycznej – np. na żądanie operatora) wymianie informacji na zasadzie *master-slave* [8]. Stacja operatorska (komputer nadrzędny – *master*) wysyła *komunikaty-pytania* do stacji procesowych (*slave*), które „nasłuchują” i oczekują na nadejście *komunikatu-pytania*. Po jego otrzymaniu stacja procesowa odpowiada komputerowi nadrzdnemu. Sterowniki obiektowe nie mogą samodzielnie inicjować wymian danych. Popularnym przedstawicielem tego typu komunikacji jest protokół *Modbus* [8]. Podane przykłady rozwiązań komunikacyjnych są wzorowane na możliwościach oferowanych przez mechanizmy protokołu *Modbus*.

W artykule przedstawione jest wieloprocessowe podejście do eksploatacji układu komunikacji realizującego wymianę informacji wg protokołu działającego na zasadzie *master-slave* (stosunkowo łatwo implementowanego). Najpierw proces komunikacji jest potraktowany (por. p. 2.1) jako proces użytkowania, a w kolejnych punktach - jako proces użytkowania i obsługiwanie kolejno uzupełnianego o mechanizmy osłonowe, interwencyjne i przeciawawaryjne [4].



1.2. Eksploatacja układu komunikacji w ujęciu wieloprocessowym

Podczas eksploatacji układu komunikacji najważniejszym zadaniem (wg podejścia bezpieczeństwa), jest utrzymanie go w stanie bezpieczeństwa (w stanie braku zagrożenia awarią lub katastrofą) [5]. Utrzymanie procesu komunikacji w stanie stabilnej zdolności nabiera znaczenia w przypadku uwzględnienia powiązania układu komunikacji z procesami przebiegającymi w stacji operatorskiej i procesowej (np. brak dostarczenia wartości zmiennej procesowej może spowodować ich niezdatność).

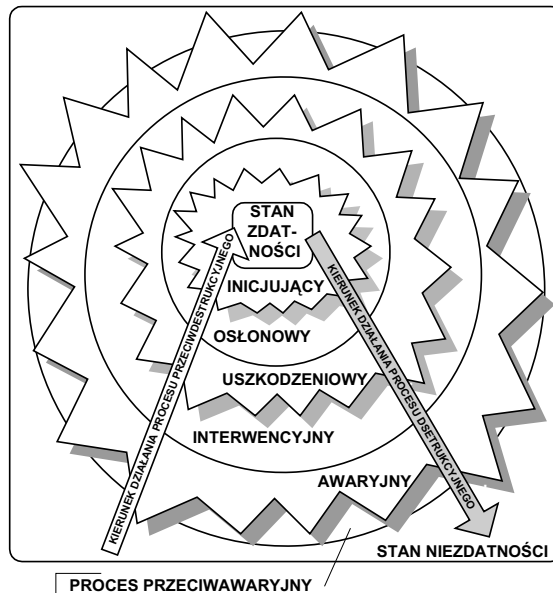
W użytkowej fazie procesu eksploatacji układu komunikacji (podobnie jak w każdym systemie technicznym) można wyróżnić **proces użytkowania** (proces komunikacji dostarczający dane) oraz **dwa przeciwstawne procesy: destrukcyjny i przeciawdestrukcyjny**. Sam protokół komunikacyjny oferuje mechanizmy przeciawdestrukcyjne. Sposób ich wykorzystania w dużym stopniu zależy od projektanta i/lub operatora-inżyniera.

Zadaniem systemu dozoru-terapeutycznego (SDT), w który wyposaża się układ komunikacji (UK), jest wykrycie w odpowiedniej chwili symptomów pojawiającego się stanu niestabilnej zdolności (skutki pojawiającego się procesu destrukcyjnego). Rys. 2 przedstawia graficzną ilustrację opozycyjnych podprocesów procesu destrukcyjnego oraz przeciawdestrukcyjnego [1, 2, 3]:

- inicjującego (uaktywniającego czynniki wyzwalające) oraz osłonowego (deaktywującego czynniki inicjujące);
- uszkodzeniowego (prowadzącego do stanu niezdatności) oraz interwencyjnego (generującego czynniki interwencyjne);
- awaryjnego (niszczącego wytworzony efekt) oraz przeciawawaryjnego (ograniczającego negatywne skutki awarii).

Ostro zakończone „chmurki” (rys. 2) przedstawiają podprocesy destrukcyjne – z kolei otaczające je okręgi to podprocesy przeciawdestrukcyjne (hamujące działania destrukcyjne).

Kolejne punkty artykułu zawierają rozważania dotyczące ww. wieloprocessowego ujęcia procesu eksploatacji komunikacji pomiędzy komputerem nadrzędnym (stacją operatorską) a urządzeniem wielofunkcyjnym (sterownikiem, stacją procesową).



Rys. 2. Ilustracja działania wieloprocessu destrukcyjnego i przeciawdestrukcyjnego

2. PROCES KOMUNIKACJI

2.1. Komunikacja pozbawiona mechanizmów przeciawdestrukcyjnych

Rozpatrzmy tylko użytkową fazę eksploatacji (bez obsługiwanie) procesu komunikacji. Na rys. 3 przedstawiono graf eksploatacyjny układu komunikacji dla urządzenia *master* (a) i *slave* (b). Odpowiednio tab. 1 i tab. 2 zawierają opis stanów.

Master cyklicznie, kolejno wysyła *komunikaty-pytania* do urządzeń podrzędnych (odpowiednio adresowanych stacji procesowych – *slave*) zawarte we wcześniej ułożonym „scenariuszu” (rys. 3). Po każdym wysłaniu przechodzi w stan oczekiwania. W tym czasie *slave* „nasłuchuje” i odbiera *komunikat-pytanie* (sprawdzając czy jest ono adresowane do niego) oraz wysyła *komunikat-*

odpowieź. Następuje odbiór, a później interpretacja i prezentacja odpowiedzi w stacji operatorskiej (*master*). W tym czasie urządzenie podrzędne przechodzi w stan oczekiwania. Taki sposób funkcjonowania układu komunikacji (pozbawiony zabezpieczeń) szybko doprowadza do stanu niezdatności. Dlatego użytkowe protokoły mają wbudowane mechanizmy ochrony przed czynnikami destrukcyjnymi. Polegają one np. na:

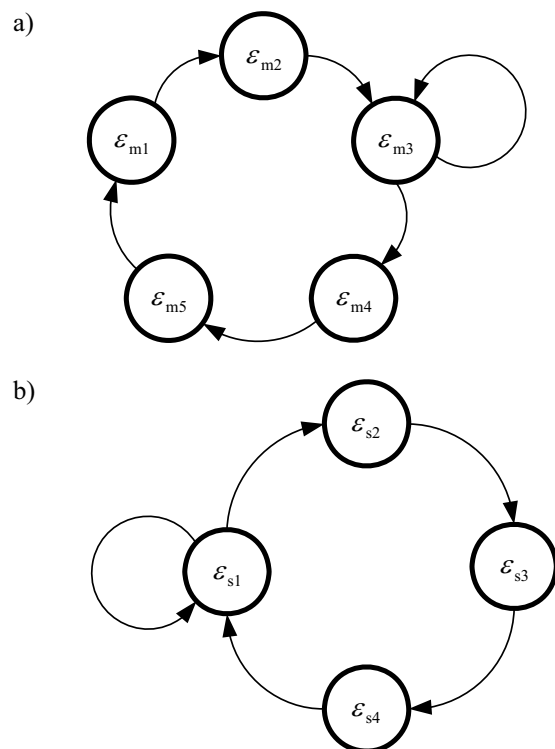
- dodawaniu bitu parzystości,
- obliczaniu sumy kontrolnej.

Tab. 1. Opis stanów procesu komunikacji pozbawionej informacji diagnostycznych - *master*

Stan	Opis
ε_{m1}	Wybór komunikatu do wysłania
ε_{m2}	Nadawanie komunikatu-pytania
ε_{m3}	Oczekiwanie na komunikat-odpowieź
ε_{m4}	Odbiór komunikatu-odpowiezi
ε_{m5}	Interpretacja, prezentacja kom.-odp.

Tab. 2. Opis stanów procesu komunikacji pozbawionej informacji diagnostycznych - *slave*

Stan	Opis
ε_{s1}	Oczekiwanie na komunikat-pytanie
ε_{s2}	Odbiór komunikatu-pytania
ε_{s3}	Interpretacja komunikatu-pytania
ε_{s4}	Nadawanie komunikatu-odpowiezi



Rys. 3. Grafy eksploatacyjne procesu komunikacji bez uwzględnienia informacji diagnostycznych:
a) master, b) slave

Projektant systemu komunikacyjnego decyduje o wykorzystaniu w działaniach przeciwdestrukcyjnych dostępnej informacji (na różnych poziomach wieloprocessowego modelu komunikacji).

Układ komunikacji działający wg powyższego opisu nie spełnia ostrych warunków narzucanych sieciom przemysłowym. Każde pojawienie się czynników destrukcyjnych powoduje w takim układzie mniejsze lub większe problemy komunikacyjne. Sytuacjami, z którymi nie radzi sobie układ komunikacji nieposiadający systemu dozoru-terapeutycznego są m.in.:

- brak odpowiedzi urządzenia *slave* – zatrzymanie odpytywania w fazie oczekiwania na odpowiedź,
- brak sprawdzenia poprawności pytania – zignorowanie go lub niewłaściwa interpretacja przez *slave* oraz zatrzymanie j.w.,
- brak sprawdzenia poprawności odpowiedzi i błędna interpretacja oraz prezentacja niewiarygodnej wartości.

W celu osiągnięcia wysokiej niezawodności komunikacji rzeczywiste systemy wyposaża się w mechanizmy dozoru-terapeutyczne, których wykorzystanie umożliwia utrzymanie układu w stanie zdadności stabilnej.

2.2. System dozoru-terapeutyczny układu komunikacji

W warunkach komunikacji pomiędzy urządzeniami pracującymi w sieci przemysłowej (zachowanie determinizmu dotyczącego warunków dostarczenia wartości zmiennej) system powinien być uzupełniony mechanizmami przeciwdestrukcyjnymi. Poprawna komunikacja zależy w dużej mierze od ich zastosowania przez projektanta systemu (a także od możliwości oferowanych przez konkretny protokół). Zwiększenie niezawodności komunikacji leży również częściowo po stronie operatora systemu i wykorzystania przez niego rozwiązań proponowanych przez projektanta. Rolę narzędzia zapobiegania i minimalizacji skutków ewentualnej awarii spełnia system dozoru-terapeutyczny układu komunikacji.

Pod pojęciem **systemu dozoru-terapeutycznego układu komunikacji** (SDT_{UK}) należy rozumieć zespół mechanizmów i działań udostępnianych przez protokół komunikacyjny, które wykorzystuje (lub może wykorzystać) interfejs sieciowy komunikującego się urządzenia, a także odpowiednio dobranych przez projektanta (lub operatora) funkcji i procedur oprogramowania, pozwalających przeciwdziałać procesom destrukcyjnym [4].

SDT_{UK} można podzielić na trzy podsystemy:

- **podsystem osłonowy**, oferujący tylko działania osłonowe zapobiegające powstawaniu czynników wyzwalających podproces inicjujący (SDT_{UK-O}),
- **interwencyjny**, rozpoznający proces uszkodzeniowy i generujący czynniki interwencyjne (SDT_{UK-I}),

- **przeciawawaryjny**, wykrywający przejście w stan awarii i minimalizujący jej skutki (SDT_{UK}-PA).

3. EKSPLOATACJA UKŁADU KOMUNIKACJI UWZGLĘDNIAJĄCA MECHANIZMY PRZECIWDESTRUKCYJNE

3.1. Mechanizmy osłonowe

Graf eksploatacyjny procesu komunikacji z uwzględnieniem informacji pochodzących z SDT_{UK}-O przedstawia rys. 4 (tab. 3 i tab. 4 zawierają opis stanów, odpowiednio dla *master* i *slave*). Układ komunikacji wyposażony w podsystem osłonowy SDT_{UK}-O dodaje do procesu komunikacji procedurę osłonową obliczającą i sprawdzającą sumę kontrolną nadchodzącego komunikatu (*master* i *slave*):

- w razie stwierdzenia niezgodności pomiędzy otrzymaną i obliczoną wartością, stacja ignoruje polecenie i przechodzi w stan oczekiwania (stacja procesowa) lub w stan wybierania kolejnego komunikatu do wysłania (stacja operatorska);
- w przypadku poprawnego odbioru komunikatu wysyłana jest odpowiedź zawierająca żądane dane (*slave*) lub (po pozytywnym wyniku sprawdzenia zawierania się otrzymanej wartości w wymaganym przedziale – tzn. po dodatkowym działaniu osłonowym) następuje prezentacja odpowiedzi (*master*).

Tab. 3. Opis stanów eksploatacji procesu komunikacji wzbogaconego o informacje SDT_{UK}-O - *master*

Stan	Opis
ε_{m1}	Wybór komunikatu do wysłania
ε_{m2}	Nadawanie <i>komunikatu-pytania</i>
ε_{m3}	Oczekiwanie na <i>komunikat-odpowiedź</i>
ε_{m4}	Odbiór <i>komunikatu-odpowiedzi</i>
ε_{m5}	Sprawdzenie sumy kontrolnej <i>kom.-odp.</i>
ε_{m6}	Sprawdzenie poprawności <i>kom.-odp.</i>
ε_{m7}	Interpretacja, prezentacja <i>kom.-odp.</i>
Warunki przejść:	$\varepsilon_{m5} \rightarrow \varepsilon_{m1}$ i $\varepsilon_{m6} \rightarrow \varepsilon_{m1}$ - przy błędnym wyniku sprawdzenia

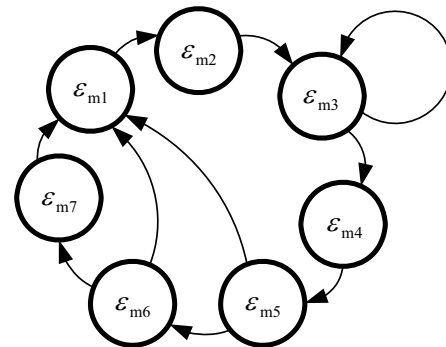
W przypadku korzystania jedynie z informacji SDT_{UK}-O, ograniczeniem funkcjonalności systemu komunikacji jest zatrzymanie procesu komunikacji w przypadku braku odpowiedzi z urządzenia podrzędnego. Aby tego uniknąć układ komunikacji należy wzbogacić o SDT_{UK}-I.

Tab. 4. Opis stanów eksploatacji procesu komunikacji wzbogaconego o informacje SDT_{UK}-O - *slave*

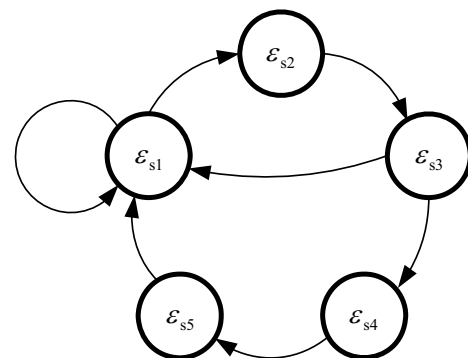
Stan	Opis
ε_{s1}	Oczekiwanie na <i>komunikat-pytanie</i>
ε_{s2}	Odbiór <i>komunikatu-pytania</i>
ε_{s3}	Sprawdzenie sumy kontrolnej <i>kom.-pyt.</i>
ε_{s4}	Interpretacja <i>komunikatu-pytania</i>

ε_{s5}	Nadawanie <i>komunikatu-odpowiedzi</i>
Warunki przejść:	$\varepsilon_{s3} \rightarrow \varepsilon_{s1}$ - przy błędnym wyniku sprawdzenia

a)



b)



Rys. 4. Proces komunikacji wzbogacony o informacje SDT_{UK}-O:
a) master, b) slave

3.2. Mechanizmy interwencyjne

Podsystem interwencyjny (SDT_{UK}-I) zapewnia dodatkowe procedury podtrzymujące ciągłość procesu komunikacji oraz umożliwiające dostarczenie do stacji operatorskiej informacji diagnostycznej o reakcji stacji procesowej (patrz: grafy eksploatacyjne - rys. 5, opis stanów – tab. 5 i tab. 6). Aby komputer nadrzędny reagował na brak odpowiedzi ze strony stacji procesowej wprowadza się w driverze komunikacyjnym kryteria (parametry), które pozwalają na przerwanie oczekiwania na odpowiedź i podjęcie dalszych działań. Standardowe drivery dają możliwość wprowadzenia następujących kryteriów [4]:

- maksymalnej liczby repetycji pytania k_{max} , po przekroczeniu której (przy braku odpowiedzi w czasie nie większym niż t_{max}) komputer nadrzędny przechodzi do wyboru następnego pytania z listy;
- maksymalnego czasu oczekiwania na odpowiedź (*timeout* t_{max}), po przekroczeniu którego (o ile nie przekroczono maksymalnej liczby powtórzeń) stacja operatorska powtarza pytanie.

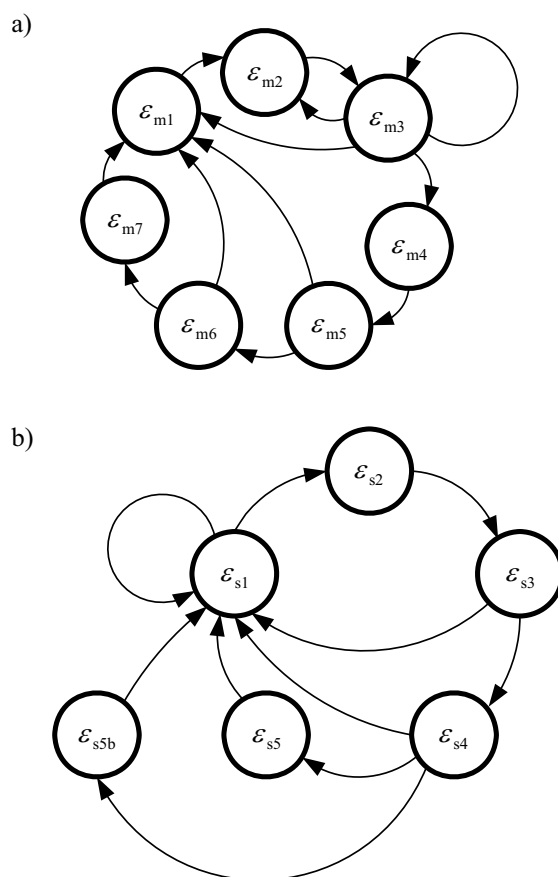
Proces interwencyjny w urządzeniu podrzędnym sprowadza się do sprawdzenia poprawności polecenia przesłanego z komputera nadrzędnego i (w razie błędu) poprawności odpowiedzi zawierającej numer błędu (będącego objawem jednego ze stanów: adres poza zakresem, dane poza zakresem, błędny kod funkcji, urządzenie zajęte itp. - w przypadku rozpoznawalnego błędu). Umożliwia to diagnozowemu (np. oprogramowaniu stacji operatorskiej) dokonanie wniosku diagnostycznego dotyczącego stanu układu komunikacji.

Tab. 5. Opis stanów eksploatacji procesu komunikacji wzbogaconego o informacje SDT_{UK-I} - master

Stan	Opis
ε_{m1}	Wybór komunikatu do wysłania
ε_{m2}	Nadawanie komunikatu-pytania z inkrementacją liczby powtórzeń k
ε_{m3}	Oczekiwanie na kom.-odp. z uwzgl. czasu oczekiwania t i liczby powtórzeń k
ε_{m4}	Odbiór komunikatu-odpowiedzi
ε_{m5}	Sprawdzenie sumy kontrolnej kom.-odp.
ε_{m6}	Sprawdzenie poprawności kom.-odp.
ε_{m7}	Interpretacja, prezentacja kom.-odp.
Warunki przejść:	
$\varepsilon_{m5} \rightarrow \varepsilon_{m1}$ i $\varepsilon_{m6} \rightarrow \varepsilon_{m1}$ - przy błędnym wyniku sprawdzenia	
$\varepsilon_{m3} \rightarrow \varepsilon_{m4}$ - $t \leq t_{\max} \wedge k \leq k_{\max}$ (nadejście kom.-odp.)	
$\varepsilon_{m3} \rightarrow \varepsilon_{m1}$ - $t > t_{\max} \wedge k > k_{\max}$ (brak kom.-odp.)	
$\varepsilon_{m3} \rightarrow \varepsilon_{m2}$ - $t > t_{\max} \wedge k \leq k_{\max}$ (brak kom.-odp.)	

Tab. 6. Opis stanów eksploatacji procesu komunikacji wzbogaconego o informacje SDT_{UK-I} - slave

Stan	Opis
ε_{s1}	Oczekiwanie na komunikat-pytanie
ε_{s2}	Odbiór komunikatu-pytania
ε_{s3}	Sprawdzenie sumy kontrolnej kom.-pyt.
ε_{s4}	Interpretacja i sprawdzenie poprawności komunikatu-pytania
ε_{s5}	Nadawanie komunikatu-odpowiedzi
ε_{s5b}	Nadawanie komunikatu-odpowiedzi z informacją o rodzaju (numerze) błędu
Warunki przejść:	
$\varepsilon_{s3} \rightarrow \varepsilon_{s1}$ - przy błędnym wyniku sprawdzenia	
$\varepsilon_{s4} \rightarrow \varepsilon_{s1}$ - przy błędnym wyniku sprawdzenia, jeśli błąd nie jest identyfikowany przez SDT _{UK-I}	
$\varepsilon_{s4} \rightarrow \varepsilon_{s5b}$ - przy błędnym wyniku sprawdzenia, jeśli błąd jest identyfikowany przez SDT _{UK-I}	

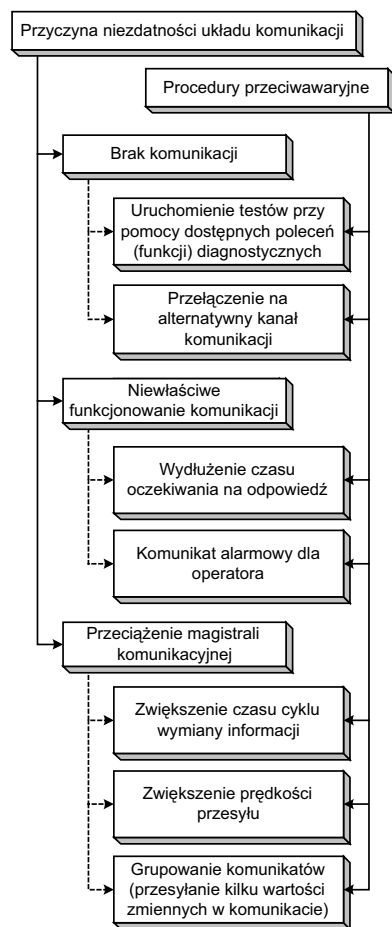


Rys. 5. Proces komunikacji wzbogacony o informacje SDT_{UK-I}: a) master, b) slave

3.3. Mechanizmy przeciawaryjne

W przypadku niewystarczających działań systemu osłonowego i interwencyjnego, dochodzi do sytuacji awaryjnej. Można wtedy mówić o braku komunikacji lub niewłaściwym jej funkcjonowaniu (np. bez gwarancji dostarczenia oczekiwanej informacji – wartości zmiennej procesowej). Proponowane działania

SDT_{UK-PA} służą do zminimalizowania strat wynikających z tej sytuacji. Działania te są wykonywane sporadycznie (nie należą do cyklu normalnej pracy układu komunikacji). Rys. 6 przedstawia przykłady mechanizmów przeciawaryjnych. Wybór wykonywanej procedury przeciawaryjnej zależy od przyczyny, która spowodowała niezdatność układu komunikacji.



Rys. 6. Procedury przeciwwawaryjne

Konferencji Explo-Diesel & Gas Turbine'2003. Międzyzdroje-Lund, 05÷09.05.2003, str. 45-52.

- [3] Będkowski L.: System dozoru i terapeutyczny w ujęciu wieloprotocowym. Materiały V Krajowej Konferencji DIAG'2003. Ustroń, 13÷17.10.2003, str. 30-39.
- [4] Bednarek M., Będkowski L., Dąbrowski T.: Procedury przeciwdroczyny układu komunikacji w ujęciu wieloprotocowym. Materiały XXXII Ogólnopolskiego Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”, Węgierska Górka, 28.02÷05.03.2005.
- [5] Będkowski L.: Elementy diagnostyki technicznej. WAT, wyd. 2, Warszawa 1992, rozdział 4.
- [6] Trybus L.: Kierunki rozwoju regulatorów i sterowników aparaturowych. Materiały XIII KKA, Opole, 21÷24.09.1999, tom 1, str. 349-356.
- [7] Sacha K.: Systemy czasu rzeczywistego. Oficyna Wydawnicza PW, wyd. 2, Warszawa 1999
- [8] Modbus Protocol Reference Guide. Modicon, June 1996.

Informacje o Autorach znajdują się na stronie 36

4. PODSUMOWANIE

Stan układu komunikacji wpływa pośrednio na stan „porozumiewających się” stacji systemu sterowania. Niezdatność układu komunikacji prowadzi do błędów sterowania procesem technologicznym, a w konsekwencji – do strat ekonomicznych. Wprowadzenie elementów SDT pozwala na wcześniejsze wykrywanie i odpowiednie przeciwdziałanie zagrożeniom.

Przedstawione mechanizmy osłony i interwencyjne oferowane są zazwyczaj przez rzeczywiste protokoły. Jednak nie wszyscy producenci urządzeń je wykorzystują. Dlatego większość procedur zabezpieczających (realizowanych programowo) powinien zapewnić projektant systemu.

LITERATURA

- [1] Będkowski L., Dąbrowski T., Bednarek M.: Nedomiar potencjalności przeciwdroczyny systemu katalizatorem niezdatności. Materiały XXXIII Zimowej Szkoły Niezawodności. Szczyrk, 10÷15.01.2005, str. 32-43.
- [2] Będkowski L., Dąbrowski T.: Model eksploatacyjny obiektu technicznego w ujęciu wieloprotocowym. Materiały II Międzynarodowej

WYKORZYSTANIE ANALIZY SKŁADOWYCH GŁÓWNYCH W DIAGNOSTYCE SILNIKÓW O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

Grzegorz BORUTA, Marcin JASIŃSKI*

Instytut Pojazdów Mechanicznych i Transportu, Wojskowa Akademia Techniczna
ul. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, gboruta@wat.edu.pl

*Instytut Podstaw Budowy Maszyn, Politechnika Warszawska
ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, jachuu@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

Jedną z metod diagnozowania i prognozowania wczesnych faz rozwoju uszkodzeń, jest korelacja obiektywnego stanu technicznego z diagnostycznym parametrem uzyskanym z sygnału wibroakustycznego. Korzystając z metody składowych głównych (PCA) mamy możliwość uzyskania liniowego przekształcenia zmiennych, w związku z czym redundantna informacja jest redukowana, co pozwala uzyskać bardziej wiarygodny model diagnostyczny.

Obiektem wybranym do badań, prezentowanym w naszym referacie, jest silnik o zapłonie samoczynnym.

Konkludując, metoda przedstawiona w tym referacie unika potrzeby wykonywania czasochłonnych i kosztownych modeli analitycznych. Możliwe jest diagnozowanie silnika na podstawie odpowiednio przygotowanego, wymiarowo zredukowanego sygnału wibroakustycznego, bez wykonywania modeli symulacyjnych.

Słowa kluczowe: Diagnostyka wibroakustyczna, analiza składowych głównych (PCA), rozkład macierzy względem wartości własnych (SVD).

USE OF THE PRINCIPAL COMPONENTS ANALYSIS IN THE DIESEL DIAGNOSTICS.

Summary

One of method of defects evolution early stages diagnostic and prediction, is the correlation of the objective technical condition with the diagnostic parameter received from the vibroacoustic signal. Principal Components Analysis (PCA) offers an approach for linear transformation of the problem variables so that the redundant information is reduced and the diagnostic model is more easily extracted.

The product chosen for the investigation presented in this paper is a diesel.

To conclude, the method presented here avoids the need for performing analytical model which are time consuming and costly. It is possible to diagnose of engine from the objective parameters of the specially prepared vibroacoustic signal without performing simulation models.

Keywords: Vibroacoustic diagnostic, Principal Components Analysis (PCA), Singular Value Decomposition (SVD).

1. WPROWADZENIE

Coraz wyższe wymagania eksploatacyjne stawiane urządzeniom i maszynom ze względów bezpieczeństwa oraz minimalizacji kosztów eksploatacji, powodują konieczność poszukiwania metod wykrywania uszkodzeń w diagnozowanych obiektach na podstawie sygnałów akustycznych bądź drganiowych.

Szczególne miejsce wśród metod diagnostyki wibroakustycznej zajmują problemy wczesnego wykrywania uszkodzeń [1,2]. Naturalną cechą diagnostyki wibroakustycznej jest możliwość rejestracji dużej liczby przebiegów drgań i związanego z tym dużego nadmiaru informacji,

która w znacznej części nie jest wykorzystywana, a równocześnie najczęściej występuje konieczność wykorzystania wielowymiarowego wektora diagnostycznego.

W sytuacji, gdy rozkłady prawdopodobieństwa nie są znane, niezbędnym staje się poddanie pierwotnego zbioru parametrów diagnostycznych pewnym transformacjom. Celem tych operacji jest takie przekształcenie pierwotnej przestrzeni parametrów diagnostycznych, aby z jednej strony było możliwe dobre rozróżnienie obserwacji, z drugiej zmniejszenie wymiarowości nowej przestrzeni, przy jednoczesnym zachowaniu wystarczającej informacji, niezbędnej do skutecznego przeprowadzenia klasyfikacji.

Wymienione postulaty spełnia metoda analizy składowych głównych – PCA (Principal Components Analysis), której założenia zostały opracowane przez Karla Pearsona [3] na początku XX wieku.

Metoda PCA, odwołując się do warunku minimalizacji entropii w wielowymiarowym zbiorze danych, pozwala ustalić te główne składowe, które opisując podstawowe cechy zbioru, umożliwiają przeprowadzenie redukcji wymiaru analizowanego zbioru danych. Tak przekształcony zbiór może w następnym etapie być wykorzystany do budowy empirycznego modelu diagnostycznego [4].

Przez macierzowy zapis wyników pomiarów i utworzenie macierzy kowariancji oraz zadanie minimalizacji entropii, zadanie określania składowych głównych zostaje sprowadzone do jej dekompozycji według wektorów własnych. W tym przypadku, zgodnie z sugestią zawartą w pracach [5, 6] przyjmuje się, że wiersze macierzy zawierają kolejne wyniki pomiarów drgań natomiast kolumny kolejne zmienne. Zakładając dodatkowo, że dane zawarte w macierzy $\mathbf{X}$ zostały poddane normalizacji, analizie poddano macierze kowariancji i korelacji utworzone z macierzy $\mathbf{X}$. Przetworzoną macierz danych $\mathbf{X}$ zdekomponowaną do składowych głównych można zapisać w postaci [6]:

$$\mathbf{X} = \mathbf{Z}\mathbf{U}^T = \mathbf{z}_1\mathbf{u}_1^T + \mathbf{z}_2\mathbf{u}_2^T + \dots + \mathbf{z}_m\mathbf{u}_m^T = \sum_{i=1}^m \mathbf{z}_i\mathbf{u}_i^T \quad (1)$$

gdzie:

m – liczba co najwyżej równa mniejszemu wymiarowi macierzy $\mathbf{X}$,

$\mathbf{z}_i$ – wektor składowych głównych,

$\mathbf{u}_i^T$ – wektory własne macierzy kowariancji lub korelacji, obliczonej dla normalizowanej macierzy danych $\mathbf{X}$.

Do zaimplementowania PCA w budowie modelu empirycznego użyto Singular Value Decomposition (SVD) czyli rozkładu macierzy względem wartości szczególnych. W metodzie SVD macierz danych $\mathbf{X}$ jest zdekomponowana za pomocą następującego równania:

$$\mathbf{X} = \mathbf{U}\boldsymbol{\lambda}\mathbf{V}^T \quad (2)$$

gdzie:

$\mathbf{U}$ – jest to macierz wektorów własnych lewostronnych,

$\boldsymbol{\lambda}$ – macierz wartości własnych,

$\mathbf{V}^T$ – macierz prawostronnych wektorów własnych.

Podstawową zaletą SVD jest to, że wszystkie trzy macierze są uzyskiwane w jednej operacji bez konieczności wyliczenia macierzy kowariancji (korelacji), jak było wspomniane wcześniej. Przeprowadzenie PCA za pomocą Singular Value Decomposition przeprowadzono w środowisku programu MATLAB.

Metoda analizy składowych głównych (PCA) wykorzystuje macierz kowariancji (korelacji) do przeprowadzenia transformacji skorelowanych składowych oryginalnych w zbiór nowych zmiennych nieskorelowanych. Okazuje się, że jeśli korelacja składowych oryginalnych jest wystarczająco duża, to liczba istotnych składowych wektora obserwacji utworzonego z nowych zmiennych będzie znacznie mniejsza, natomiast badanie pozostałych składowych, w pewnych przypadkach, stwarza możliwość wnioskowania o wpływie zaburzeń na rezultaty pomiarów i analizy. Tym samym istnieje możliwość zidentyfikowania zmiennej lub kombinacji zmiennych, które są najbardziej wrażliwe na zmiany sygnału wywołane powstaniem uszkodzenia.

Przyjęty tok postępowania zweryfikowano w diagnozowaniu silnika wysokoprężnego przeprowadzając czynny eksperyment diagnostyczny.

2. STANOWISKO POMIAROWE

Obiektem badań był dotarty, rzędowy, sześciocyldrowy, wolnossący silnik o zapłonie samoczynnym typu S359. Silnik ten, o mocy nominalnej 110 kW, jest stosowany między innymi do napędu samochodów ciężarowych STAR z serii 266, produkowanych w Zakładach Starachowickich STAR S.A. [7]. Silnik S359 jest zasilany w paliwo przez rzędową, sześciotłoczkową pompę wtryskową typu P76-15u/M z mechanicznym dwuzakresowym regulatorem prędkości obrotowej typu R8E-20 oraz wyposażony we wtryskiwacze typu W1F-01 z rozpylaczem trzyotworowym typu D1LMK148/1.

W trakcie realizacji pracy zastosowano eksperyment czynny, podczas którego zmieniano parametry stanu technicznego bez demontażu silnika lub z demontażem pewnych elementów, nie zaburzającym jednak głównej struktury silnika. Ograniczono się do zmiany trzech parametrów regulacyjnych: kąta wyprzedzenia wtrysku, dawki paliwa do jednego cylindra i zmiany ciśnienia wtrysku w jednym wtryskiwaczu.

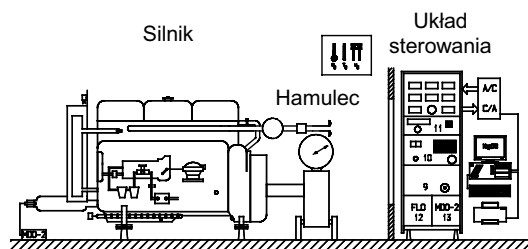
Zmianę kąta wyprzedzenia wtrysku realizowano poprzez odpowiednie obracanie wałka pompy wtryskowej względem wałka sprzęgła pompy wtryskowej [7]. Ustawiano jedną z dwu wartości kąta wyprzedzenia wtrysku: wartość nominalną (18,5°) lub wartość zmniejszoną (8°).

Zmianę dawki paliwa realizowano dla wybranej (drugiej) sekcji tłoczącej w dwojaki sposób. W pierwszym przypadku przez obrócenie tulei regulacyjnej z tłoczkiem w sekcji tłoczącej (powodujące zmianę długości czasu tłoczenia paliwa) [7]. Ustawiano jedną z dwu wartości dawki: wartość nominalną lub zmniejszoną (zerową dla prędkości obrotowej biegu jałowego). W drugim przypadku całkowicie odłączano wtryskiwacz od sekcji tłoczącej. Ustawiano więc jedną z dwu wartości dawki: wartość nominalną lub zerową

w całym zakresie prędkości obrotowych wału korbowego. Ponieważ podczas realizacji badań nie zdecydowano się na demontaż pompy wtryskowej w celu wykonania badań na stole probierczym, stwierdzenie zerowej dawki dla prędkości obrotowej biegu jałowego opierało się na obserwowaniu całkowitego braku tłoczenia paliwa dla tej prędkości obrotowej przez drugą sekcję tłoczącą pompy wtryskowej po zdemontowaniu z niej przewodu wtryskowego.

Zmianę ciśnienia wtrysku realizowano dla jednego wtryskiwacza, zasilającego wybrany (drugi) cylinder silnika, poprzez zmianę napięcia sprężyny dociskowej iglicy [7]. Ustawiano jedną z dwu wartości ciśnienia wtrysku: wartość nominalną (21,5 MPa) lub zmniejszoną (10 MPa).

Stanowisko hamowniane (rys. 1), na którym prowadzono badania diagnostyczne opisano szerzej w pracy [8]. Daje ono możliwość wyznaczania wartości parametrów diagnostycznych zwykle wykorzystywanych w diagnozowaniu tłokowych silników spalinowych, także o ZS: wyznaczania wykresu fazowego, zadymienia spalin, zużycia paliwa, temperatur i ciśnień oleju silnikowego oraz cieczy chłodzącej itd. Wykorzystywane stanowisko hamowniane dawało także możliwość utrzymywania stałego zewnętrznego obciążenia silnika oraz stałej ustalonej prędkości obrotowej jego wału korbowego. Jednak ze względu na to, że uzyskane wyniki badań miały służyć do budowy nowej metody diagnostycznej silnika, zdecydowano się na prowadzenie badań przy prędkościach obrotowych możliwych do osiągnięcia podczas diagnozowania eksploatacyjnego pojazdów (bez demontażu silnika z pojazdu) w warunkach braku zewnętrznego obciążenia, to jest biegu jałowego i maksymalnej regulowanej. Ustalenie braku obciążenia wynikało z faktu, że stosowanie stałych i ściśle określonych obciążeń układu napędowego samochodu podczas badań diagnostycznych wymaga wyposażenia stacji diagnostycznej w hamownię podwoziową, co ze względu na koszt takiej hamowni jest rzadkością.



Rys. 1. Schemat stanowiska hamownianego badania silnika

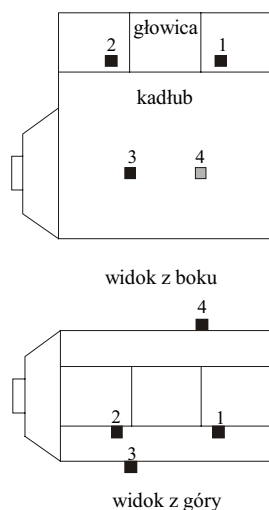
Ustalenie takich warunków pracy było spowodowane też tym, że przy stosowanych w samochodach ciężarowych STAR dwuzakresowych regulatorach prędkości obrotowej w pompach wtryskowych nie jest możliwe ustalenie, w warunkach braku zewnętrznego

obciążenia silnika, pośrednich prędkości obrotowych. Fabryczne nastawy regulacyjne pomp wtryskowych zapewniają utrzymywanie przez silnik wartości prędkości obrotowej biegu jałowego w szerokim zakresie 500÷650 obr/min oraz wartości maksymalnej regulowanej prędkości obrotowej na poziomie ok. 3100 obr/min [7].

Jeżeli chodzi o stan cieplny silnika to przyjęto, że pomiary sygnałów drganiowych będą wykonywane na silniku rozgrzanym do temperatur eksploatacyjnych oraz na silniku zimnym, przy temperaturach cieczy chłodzącej i oleju silnikowego w zakresie 10÷30°C (temperaturach powietrza otaczającego silnik w okresach wiosennym, letnim i jesiennym oraz w ogrzewanych garażach i halach warsztatowych). Przyjęto takie warunki, gdyż z jednej strony požądane jest wykonywanie badań diagnostycznych silnika w warunkach eksploatacyjnych, z drugiej strony silnika zimnego, bez ewentualnej konieczności rozgrzewania przed badaniami. Ma to szczególnie sens ze względu na ograniczenie zużycia paliwa i uciążliwości badanego pojazdu dla środowiska oraz ze względu na zagrożenie wystąpienia poważniejszych awarii w przypadkach znajdowania się silnika w stanach je poprzedzających. Przyjęcie temperatury 30°C jako bezpiecznej granicy dla przyjmowania stanu cieplnego silnika za zimny wyniknęło z badań własnych, podczas których stwierdzono, że rejestrowane poziomy przyspieszeń drgań można uznać za stałe dla temperatur cieczy chłodzącej nawet do 40°C, szczególnie dla punktów pomiarowych na kadłubie silnika [9].

Jako miejsca rejestracji sygnałów drganiowych wybrano nadlewy technologiczne w osi wału korbowego po obu stronach silnika oraz płaskie powierzchnie głowicy w osi drugiego i piątego cylindra tuż przy połączeniu głowicy z kadłubem po lewej stronie silnika. Miejsca te są położone blisko miejsc generacji większości sygnałów drganiowych w tym silniku. Schematycznie pokazano je na rys. 2. Czujniki drgań mocowano za pomocą połączeń gwintowanych wykonanych w obrębie tych płaskich powierzchni.

Rejestracji przyspieszeń drgań dokonywano za pomocą piezoelektrycznych ładunkowych czujników drgań typu B&K 4384 (użyteczny zakres pomiarowy 0÷6 kHz) jednocześnie we wszystkich punktach pomiarowych. Otrzymane sygnały ładunkowe były przetwarzane na sygnały napięciowe i wzmacniane w czterokanałowym wzmacniaczu ładunku typu B&K NEXUS. Rejestrowano przebiegi czasowe przyspieszeń drgań za pomocą czterokanałowego układu analityczno-pomiarowego typu Roadrunner firmy Skalar Instruments, próbując je z częstotliwością 10kHz, w zakresie 0÷2000 Hz. Przyspieszenia drgań rejestrowano przez 30s dla biegu jałowego i dla prędkości maksymalnej.



Rys. 2. Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych na silniku. 1, 2 – punkty mocowania czujników na głowicy silnika, 3, 4 – punkty mocowania czujników na kadłubie silnika

3. ALGORYTM WYBORU PARAMETRÓW DIAGNOSTYCZNYCH

Sygnały czasowe uzyskane na przedstawionym wcześniej stanowisku pomiarowym stały się podstawą do utworzenia macierzy obserwacji $\mathbf{X}$, gdzie wierszami były pomiary dla kolejno zadawanych uszkodzeń silnika (tab. 1).

Tabela 1. Wiersze macierzy obserwacji $\mathbf{X}$.

Nr wiersza	Opis pomiaru
1	Silnik bez uszkodzeń
2	Obrót tłoczka w sekcji pompy
3	Odlączenie wtryskiwacza
4	Zmienione ciśnienie wtrysku
5	Zmienione ciśnienie wtrysku, obrót tłoczka w sekcji pompy
6	Zmienione ciśnienie wtrysku, odlączenie wtryskiwacza
7	Zmieniony kąt wyprzedzenia wtrysku
8	Zmieniony kąt wyprzedzenia wtrysku, obrót tłoczka w sekcji pompy
9	Zmieniony kąt wyprzedzenia wtrysku, odlączenie wtryskiwacza
10	Zmieniony kąt wyprzedzenia wtrysku, zmienione ciśnienie wtrysku
11	Zmieniony kąt wyprzedzenia wtrysku, zmienione ciśnienie wtrysku, obrót tłoczka w sekcji pompy
12	Zmieniony kąt wyprzedzenia wtrysku, zmienione ciśnienie wtrysku, odlączenie wtryskiwacza

Kolumny macierzy były utworzone z wykorzystaniem poniższych miar diagnostycznych [1, 4] (tab. 2):

- wartość średniego poziomu:

$$\bar{x}_m = x_{AV} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt \quad (3)$$

- wartość szczytowa

$$\hat{x} = x_{peak} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T |x(t)|^q dt \right]^{\frac{1}{q}} \text{ dla } q \rightarrow \infty \quad (4)$$

- wartość skuteczna: $\tilde{x} = x_{RMS} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T |x(t)|^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$

- współczynnik szczytu: $C = \frac{x_{peak}}{x_{RMS}} \quad (6)$

- kurtoza: $x_{kw} = \frac{1}{T\sigma^4} \int_0^T (x - \bar{x})^4 dt \quad (7)$

gdzie:

$$\sigma = \left[\frac{1}{T} \int_0^T (x - \bar{x})^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

- współczynnik impulsowości:

$$I = \frac{x_{peak}}{x_{AV}} \quad (9)$$

- współczynnik kształtu: $K = \frac{x_{RMS}}{x_{AV}} \quad (10)$

- współczynnik luzu: $L = \frac{x_{peak}}{x_{\rho}} \quad (11)$

gdzie:

$$x_{\rho} = \left[\int_{-\infty}^{\infty} |x|^{\frac{1}{2}} \rho(x) dx \right]^2 \quad (12)$$

Tabela 2. Kolumny macierzy obserwacji $\mathbf{X}$.

Nr kol.	Parametr diagnostyczny
1	Wartość średnia (3)
2	Wartość szczytowa (4)
3	Wartość skuteczna (5)
4	Współczynnik szczytu (6)
5	Kurtoza (7)
6	Współczynnik impulsowości (9)
7	Współczynnik kształtu (10)
8	Współczynnik luzu (11)
9	Wariancja
10	Moment centralny 3-rzędu
11	Moment centralny 4-rzędu
12	Moment centralny 5-rzędu
13	Moment centralny 6-rzędu
14	Normalizowany moment 3-rzędu (13)
15	Normalizowany moment 4-rzędu (13)
16	Normalizowany moment 5-rzędu (13)
17	Normalizowany moment 6-rzędu (13)

Następne dołączono w postaci kolejnych kolumn: wariancję i centralne momenty wyższych rzędów (od 3 do 6 rzędu) oraz momenty wyższych

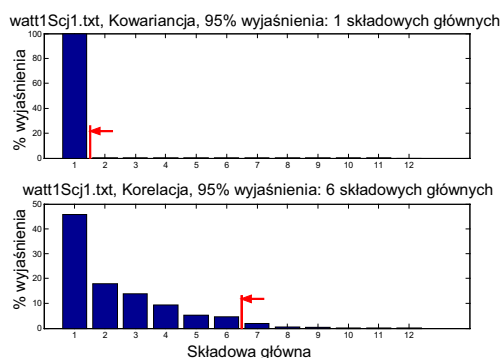
rzędów normalizowane (odpowiednio od 3 do 6 rzędu), obliczane za pomocą poniższego wzoru:

$$\mu_n^k = \frac{\mu^k}{\sigma^k} \quad (13)$$

gdzie:

μ^k – centralny moment k -tego rzędu.

Jak wykazano w pracy [4] możliwe jest opracowanie modelu empirycznego na podstawie analizy składowych głównych. Model empiryczny pozwala podjąć próbę wyjaśnienia istoty fizycznej zjawiska, jakim jest w tym przypadku przesterowanie lub rozwój uszkodzenia silnika o zapłonie samoczynnym. Poprzez wybór najbardziej informacyjnych składowych głównych dokonywano redukcji modelu, a tym samym wybrano kilka najbardziej istotnych parametrów, które opisują stan analizowanego obiektu (rozwój uszkodzenia). Zazwyczaj w takich przypadkach większość informacji przenosi kilka pierwszych składowych głównych (rys. 3).



Rys. 3. Udziały zmienności kolejnych składowych głównych dla macierzy kowariancji i korelacji

W naszym przypadku ponad 95% informacji przenosi pierwsza składowa główna dla macierzy kowariancji (99,9%), oraz 6 kolejnych składowych dla macierzy korelacji. Związane jest to z dużym wpływem wartości średniej, a co za tym idzie też wariancji na nasze pomiary. W dalszym badaniach przeanalizowano macierz kowariancji, pod kątem informacji o strukturze badanych sygnałów.

Aby w pełni wykorzystać informację zawartą w składowych głównych ważne jest także określenie, parametrów diagnostycznych mających największy wkład w kolejne składowe główne. Po zastosowaniu wzoru:

$$r_{zx} = \left| \frac{u_{ji} \sqrt{\lambda_i}}{\sigma_j} \right| \quad (14)$$

gdzie:

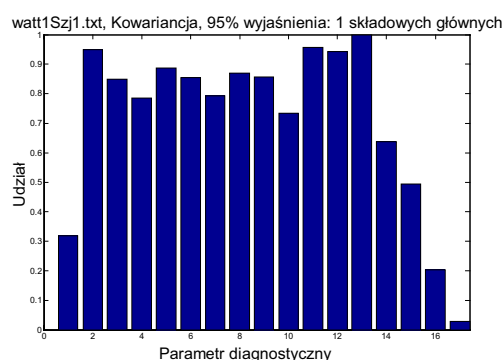
u_{ji} – j -ta wartość i -tego wektora własnego,

λ_i – i -ta wartość własna,

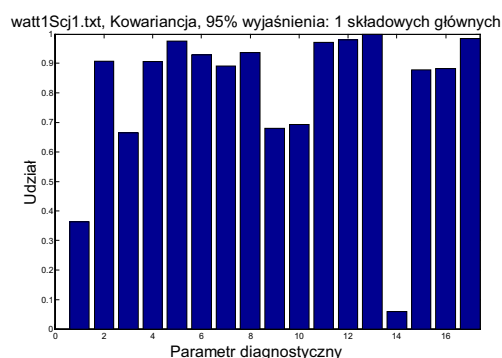
σ_j – j -ta wariancja.

Otrzymano zależności opisujące udziały poszczególnych parametrów diagnostycznych w pierwszej składowej głównej, zarówno dla

silnika ciepłego jak i zimnego oraz dla biegu jałowego i obrotów maksymalnych (rys. 4÷7). Analizowano wyniki uzyskane w punkcie pomiarowym nr 1 (czujnik umieszczony na głowicy silnika), ponieważ wyniki dla innych punktów pomiarowych były bardzo podobne (wyjątek stanowił punkt pomiarowy nr 4, który w naszym przypadku nie dawał wiarygodnej informacji diagnostycznej). Zauważmy, że w przypadku biegu jałowego dla silnika zimnego (rys. 4) główny udział w składowej głównej mają parametry związane z wartością szczytową, kurtozą, a w szczególności wyższe momenty centralne (czwartego, piątego i szóstego rzędu).



Rys. 4. Udziały poszczególnych parametrów macierzy kowariancji w pierwszej składowej głównej (silnik zimny, bieg jałowy, punkt pomiarowy nr 1)

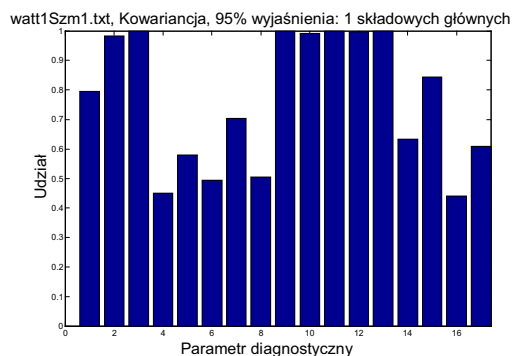


Rys. 5. Udziały poszczególnych parametrów macierzy kowariancji w pierwszej składowej głównej (silnik ciepły, bieg jałowy, punkt pomiarowy nr 1)

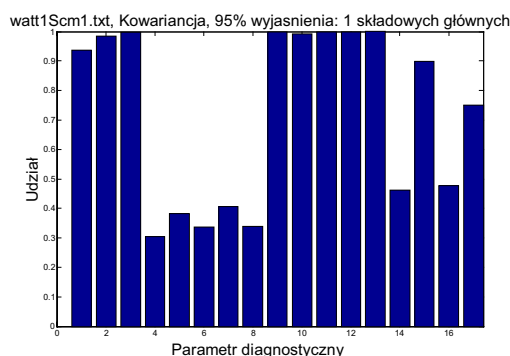
Podobne parametry mają największy udział w składowej głównej dla silnika ciepłego na biegu jałowym (rys. 5), chociaż w tym przypadku dochodzą jeszcze udziały współczynników szczytu, impulsowości i luzu oraz normalizowanego momentu szóstego rzędu.

W przypadku badań przy obrotach maksymalnych, bez względu na stan rozgrzania silnika (rys. 6 i 7), dominujące udziały mają parametry związane z wartością szczytową,

skuteczną oraz z wariancją i momentami centralnymi wyższych rzędów (od trzeciego do szóstego rzędu).



Rys. 6. Udział poszczególnych parametrów macierzy kowariancji w pierwszej składowej głównej (silnik zimny, obroty maksymalne, punkt pomiarowy nr 1)



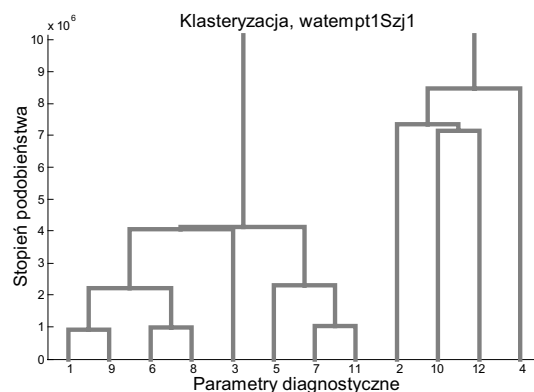
Rys. 7. Udział poszczególnych parametrów macierzy kowariancji w pierwszej składowej głównej (silnik ciepły, obroty maksymalne, punkt pomiarowy nr 1)

Różnice w składzie parametrów diagnostycznych dla każdego typu pomiarów mogą być związane z nieliniowością procesu, jakim jest proces spalania mieszanki w silniku o zapłonie samoczynnym, bardziej uwypukloną w czasie obrotów maksymalnych (wzrost udziału całego spektrum momentów wyższych rzędów, od drugiego do szóstego rzędu).

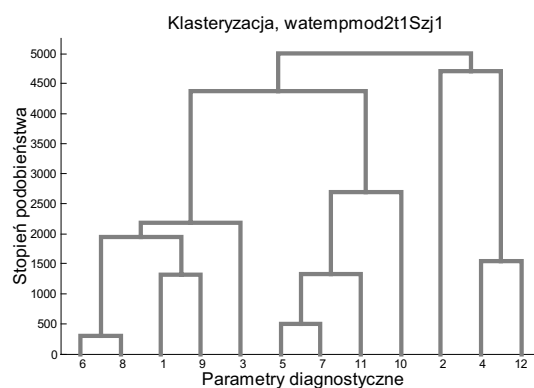
Model empiryczny zbudujemy na podstawie parametrów diagnostycznych mających największy udział w składowej głównej, będą to różne grupy parametrów dla różnych prędkości obrotowych oraz dla stopnia rozgrzania silnika (odpowiednie grupy parametrów zostały omówione wcześniej).

Dla silnika zimnego pracującego na biegu jałowym nie jesteśmy w stanie odróżnić stanu dla silnika dobrego (parametr diagnostyczny nr 1) oraz uszkodzonego (pozostałe parametry – numeracja zgodna z tab. 1) (rys. 8). Niemożliwe jest również podzielenie wyników na grupy skupiające określony typ uszkodzenia. Próba zmiany rodzaju parametrów tj. dodanie wariancji i momentu

centralnego trzeciego rzędu oraz późniejsze usunięcie wartości szczytowej i kurtozy nie zmieniło w sposobie podziału na grupy. Wiąże się to z wyraźną dominacją momentów centralnych piątego i szóstego rzędu w stosunku do innych parametrów. Dopiero usunięcie parametrów związanych z tymi momentami zmieniło podział na grupy (rys. 9), ale mimo to nie poprawiło rozpoznawania uszkodzeń.



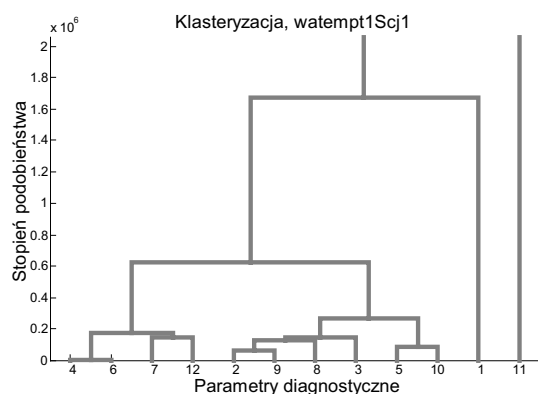
Rys. 8. Klasteryzacja parametrów diagnostycznych (silnik zimny, bieg jałowy, punkt pomiarowy nr 1)



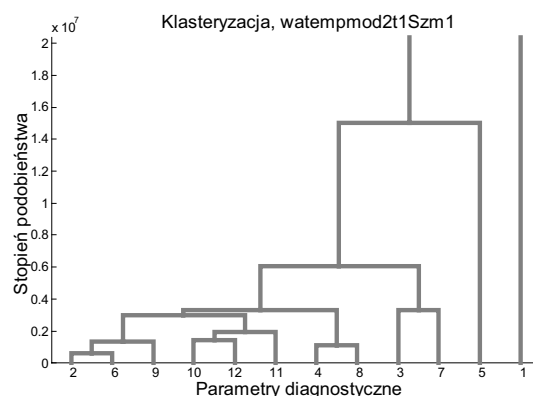
Rys. 9. Klasteryzacja parametrów diagnostycznych bez momentów 5- i 6-rzędu (silnik zimny, bieg jałowy, punkt pomiarowy nr 1)

Podobną analizę przeprowadzono dla pozostałych pomiarów. Dla silnika ciepłego pracującego na biegu jałowym, bez trudu jesteśmy w stanie odróżnić silnik dobry od uszkodzonego (rys. 10). Podobnie jak w poprzednim wariancie zmiana parametrów nie zmieniła poprawnego rozpoznawania grup (rys. 11).

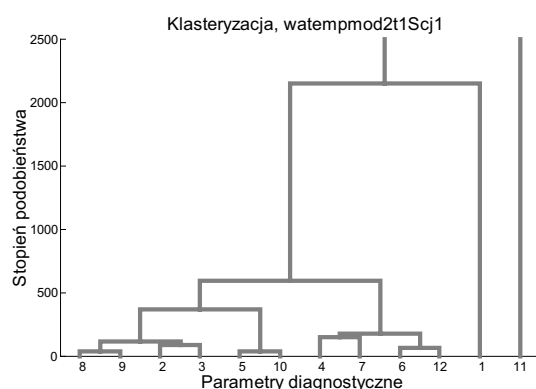
W przypadku silnika zimnego pracującego z prędkością maksymalną, bez problemów jesteśmy w stanie odróżnić silnik dobry od uszkodzonego oraz odróżnić od siebie symulowaną zmianę wartości dawki paliwa, odcięcie wtryskiwacza oraz zmniejszenie ciśnienia wtrysku przy niezmiennych dwóch pozostałych parametrach regulacyjnych (parametry nr 2÷4). (rys. 12).



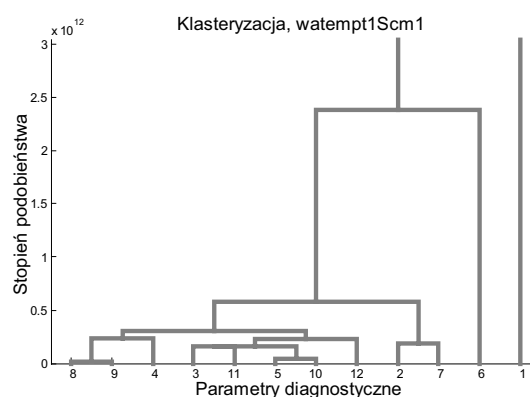
Rys. 10. Klasteryzacja parametrów diagnostycznych (silnik ciepły, bieg jałowy, punkt pomiarowy nr 1)



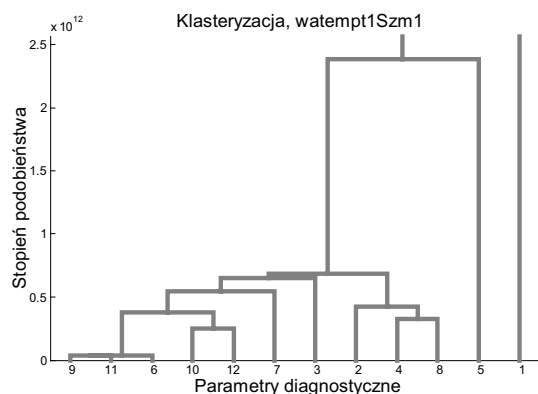
Rys. 13. Klasteryzacja parametrów diagnostycznych bez momentów 5- i 6-rzędu (silnik zimny, obroty maksymalne, punkt pomiarowy nr 1)



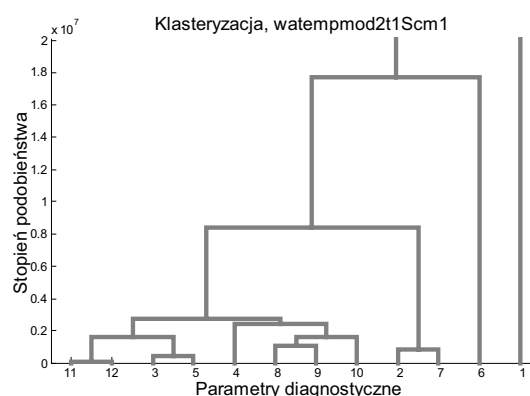
Rys. 11. Klasteryzacja parametrów diagnostycznych bez momentów 5- i 6-rzędu (silnik ciepły, bieg jałowy, punkt pomiarowy nr 1)



Rys. 14. Klasteryzacja parametrów diagnostycznych (silnik ciepły, obroty maksymalne, punkt pomiarowy nr 1)



Rys. 12. Klasteryzacja parametrów diagnostycznych (silnik zimny, obroty maksymalne, punkt pomiarowy nr 1)



Rys. 15. Klasteryzacja parametrów diagnostycznych bez momentów 5- i 6-rzędu (silnik ciepły, obroty maksymalne, punkt pomiarowy nr 1)

Usunięcie parametrów związanych z momentami centralnymi piątego- i szóstego rzędu, umożliwiło dodatkowo jeszcze wydzielenie grupy związanej ze zmianą kąta wyprzedzenia wtrysku, dodatkowo zmniejszonym ciśnieniem wtrysku i zmniejszoną dawką paliwa (parametry nr 10÷12) (rys. 13).

Dla silnika ciepłego przy obrotach maksymalnych, również potrafimy wykryć zaistnienie uszkodzenia oraz odróżnić od siebie podstawowe uszkodzenia (parametry nr 2÷4). (rys. 14). „Wykreślenie” momentów najwyższych rzędów znowu polepszyło rozpoznawanie grup. Tym razem widać grupy związane ze zmienionym

kątem wyprzedzenia wtrysku i dodatkowo dodanym innym typem uszkodzenia (parametry nr 8÷10 oraz nr 11÷12) (rys. 15).

Powyższa analiza wykazała, że w zależności od wartości prędkości obrotowej, stopnia rozgrzania silnika oraz typu uszkodzenia, które jest analizowane, należy odpowiednio dobierać zbiór parametrów diagnostycznych i na tej podstawie zbudować empiryczny model diagnostyczny stanu silnika.

5. WNIOSKI

Celem pracy było wykazanie, że możliwe jest diagnozowanie rozwoju uszkodzeń w silniku o zapłonie samoczynnym, na podstawie empirycznych modeli diagnostycznych, odwołujących się do informacji o wzajemnych związkach pomiędzy zmiennymi, przy czym w zależności od warunków eksperymentu czynnego, inne parametry diagnostyczne są dominujące.

Efektom pracy było rozwiązanie następujących zagadnień:

- Wykazanie dużej użyteczności metody PCA w wykrywaniu niestacjonarnych zaburzeń;
- Eksperymentalne zweryfikowanie opracowanej metody diagnozowania na przykładzie badań laboratoryjnych silnika o zapłonie samoczynnym.

Przedstawiona w referacie metodyka badań pozwala wykorzystać wielowymiarowe macierze obserwacji do utworzenia empirycznych modeli diagnostycznych o zredukowanym wymiarze. Tak skonstruowane modele mimo zredukowanego wymiaru, zachowują fizyczny sens parametrów i najczęściej pełną informację diagnostyczną, umożliwiając formułowanie wiarygodnej diagnozy i prognozy stanu technicznego obiektu.

Otrzymane wyniki mają szczególną wartość ze względu na możliwość wykonywania procedur diagnostycznych w sytuacji, gdy nie ma możliwości przeprowadzenia algorytmu uśredniania synchronicznego i operacyjne zmiany prędkości wynikające z charakterystyki regulatorów muszą być uwzględnione w trakcie analiz diagnostycznych.

LITERATURA

- [1]. Cempel C.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn, PWN, Warszawa, 1989.
- [2]. Radkowski S.: Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych, Instytut Technologii Eksploatacji, Warszawa-Radom, 2002.

- [3]. Pearson K.: On line and planes of closest fit to systems of point in space. Philosophical Magazine, ser. 6, Vol. 2, 1901, str. 559÷572.
- [4]. Jasiński M.: Empiryczne modele w szczegółowej diagnostyce przekładni zębatej. Rozprawa Doktorska, Politechnika Warszawska, 2004.
- [5]. Wise B.M., Gallagher N.B.: The Process Chemometrics Approach to Process Monitoring and Fault Detection. J. Proc. Control, Vol. 6, No 6, 1996, str. 329÷348.
- [6]. Wise B.M., Gallagher N.B.: PLS Toolbox 2.1 for use with MATLAB. Users Manual, 2000.
- [7]. Kocia B., Kukliński Z., Łukowski Z., Pałacha R., Zapłóński W.: Budowa i naprawa samochodów STAR 266 i pochodnych, WPM „WEMA”, Warszawa, 1988.
- [8]. Boruta G., Trawiński G.: Analiza możliwości wykorzystania zadymienia spalin silnika o zapłonie samoczynnym do diagnozowania jego aparatury wtryskowej, Zag. Ekspł. Masz., Vol. 35, z. 1 (121), 2000, str. 163÷178.
- [9]. Boruta G.: Wpływ warunków pracy tłokowego silnika spalinowego na wartości wybranych estymat sygnału wibroakustycznego, Biul. WAT, rok XLVI, 9, 1997, str. 103÷113.



Mgr inż. Grzegorz BORUTA asystent na Wydziale Mechanicznym Wojskowej Akademii Technicznej. W pracy naukowej i dydaktycznej zajmuje się zagadnieniami związanymi z eksploatacją pojazdów, w tym z diagnostyką techniczną.



Dr inż. Marcin JASIŃSKI asystent w Pracowni Wibroakustyki Instytutu Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. W pracy naukowej zajmuje się diagnostyką wibroakustyczną i modelami empirycznymi.

ANALIZA WPLYWU INFORMACJI DIAGNOSTYCZNEJ NA WYBRANE WSKAŹNIKI NIEZAWODNOŚCIOWE*

Lesław BĘDKOWSKI, Tadeusz DĄBROWSKI

Instytut Systemów Elektronicznych, Wydział Elektroniki
Wojkowska Akademia Techniczna, ul. S. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, fax (22) 6839125
e-mail: lbedkowski@wel.wat.edu.pl, tdabrowski@wel.wat.edu.pl

Streszczenie

Artykuł poświęcony jest analizie zależności niezawodności obiektu funkcjonującego w systemie antropotechnicznym od efektywności procesu diagnozowania. Podstawowym celem przytoczonych rozważań jest odpowiedź na pytanie: *czy i w jakim zakresie informacja diagnostyczna wpływa na wartości wskaźników niezawodnościowych?*

W artykule analizowany jest wpływ diagnozowania i działań opartych na informacji diagnostycznej na:

- funkcję prawdopodobieństwa zrealizowania zadania;
- wartość oczekiwaną czasu zdatowności zadaniowej.

Zależności te rozpatrywane są dla:

- obiektu nienaprawialnego, bez akumulacji efektu funkcjonowania;
- obiektu naprawialnego, z akumulacją efektu funkcjonowania i z rezerwą czasową nieuzupełnianą;
- obiektu naprawialnego, z akumulacją efektu funkcjonowania, posiadającego strukturalną rezerwę nieobciążoną oraz rezerwę czasową uzupełnianą.

Słowa kluczowe: informacja diagnostyczna, wskaźniki niezawodnościowe, nadmiar strukturalny, nadmiar czasowy

THE DIAGNOSTIC INFORMATION INFLUENCE ON CHOSEN RELIABILITY INDICES ANALYSIS

Summary

This article is sacrificed to, working in anthropotechnic system object reliability dependence from diagnostic process effectivities, analysis. The basic aim of quoted considerations is the answer on question: *whether and in which one diagnostic information range it influences the reliability coefficients values?*

In this article are analyzed: the diagnosis and activities leaning on diagnostic information influence on:

- realizing assignments probability function;
- assignment fitness expected time value.

These dependences are examined for:

- unreparable object, without working effect accumulation;
- reparable object, with working effect accumulation and with temporary reserve unsupplemented;
- reparable object, with working effect accumulation, possessing unbiased structural reserve and reserve temporary supplemented.

Keywords: diagnostic information, reliability coefficients, structural excess, temporary excess.

* Artykuł jest poprawioną i uzupełnioną wersją referatu pt. „Wskaźniki niezawodnościowe w aspekcie skuteczności procesu diagnozowania” wygłoszonego na XXXII Ogólnopolskim Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”, Węgierska Górka, 28.02÷05.03.2005

1. WPROWADZENIE

Należy zacząć od pytania:

– czy informacja diagnostyczna w postaci diagnozy może zmienić wartości wskaźników niezawodnościowych?

Jest oczywiste, że diagnozowanie (w ścisłym znaczeniu) nie może zmienić właściwości technicznych obiektu. W tym sensie diagnozowanie nie może – oczywiście – zmienić wartości wskaźników niezawodnościowych.

Przypomnijmy jednak, że diagnoza – czyli informacja o aktualnym stanie obiektu – stymuluje decyzje i działania podejmowane przez użytkownika i obsługownika, a mianowicie:

- informacja o tym, że obiekt jest zdalny – przynajmniej na początku realizacji zadania (informacja taka jest wynikiem diagnozowania wstępnego) – zwiększa przekonanie o pomyślnym ukończeniu zadania; miarą tego przekonania jest prawdopodobieństwo zdalności zadaniowej;
- informacja o tym, że obiekt jest niezdatny przed rozpoczęciem realizacji zadania (informacja taka jest wynikiem diagnozowania wstępnego) uzasadnia decyzję o użyciu innego, zdatnego obiektu lub decyzję o zrezygnowaniu z przystąpienia do realizacji zadania – co sprzyja uniknięciu zbędnych strat;
- informacja o tym, że obiekt utracił zdalność w trakcie realizacji zadania (informacja taka jest wynikiem dozoru) sprzyja możliwie bezzwłócnemu obsłużeniu obiektu i – ewentualnie – kontynuowaniu zadania;
- informacja o tym, że uszkodził się element obiektu (informacja taka jest wynikiem dozoru) pozwala – jeśli obiekt posiada elementy rezerwowe – uruchomić mechanizmy przełączające i zastąpić element niezdatny elementem rezerwowym, zdalnym;
- informacje o zagrożeniu przez czynniki wyzwalające procesy destrukcyjne lub o tym, że rozpoczął się proces przyspieszonej destrukcji (informacje takie są wynikiem dozoru) pozwalają podjąć działania osłonowe oraz interwencyjne i kontynuować realizację zadania np. przy skorygowanym sterowaniu lub obciążeniu.

Wszystkie te – i podobne – działania służą utrzymaniu zdalności zadaniowej obiektu, a więc zwiększają pośrednio wartości wskaźników niezawodnościowych. Efekt ten zależy istotnie od uzyskania dostatecznie wczesnej i dostatecznie dokładnej informacji diagnostycznej czyli od zastosowanych procedur diagnozowania i dozoru.

Dla uzasadnienia powyższego poglądu rozpatrzmy niżej przedstawione przypadki.

2. SKUTECZNOŚĆ DIAGNOZOWANIA W PRZYPADKU OBIEKTU NIENAPRAWIALNEGO, NIEAKUMULACYJNEGO

Przyjmijmy, że obiekt nieakumulacyjny¹ podlega jedynie uszkodzeniom losowym (nagłym) oraz, że nieuszkodzalność obiektu opisuje wyrażenie:

$$R(t) = R_0 \exp(-\lambda t) \quad (1)$$

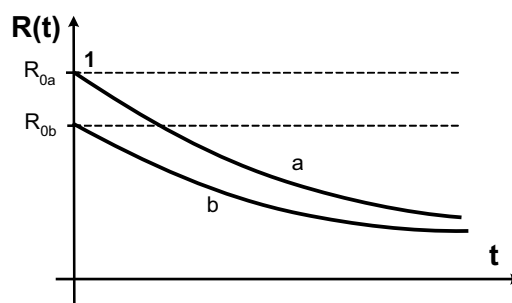
gdzie: λ – wskaźnik intensywności uszkodzeń,

$0 < R_0 \leq 1$ – prawdopodobieństwo zdalności obiektu w chwili rozpoczęcia realizacji zadania (prawdopodobieństwo początkowe).

Bez wstępnego diagnozowania prawdopodobieństwo to jest zazwyczaj mniejsze od 1 ponieważ użytkownik nie ma – na ogół – pewności czy obiekt okaże się zdalny w chwili rozpoczynania zadania. Jeżeli użytkownik zarządzi diagnozowanie wstępne i dopuści do użycia tylko obiekt uznany za zdalny, to można przyjąć, że początkowe prawdopodobieństwo zdalności będzie bliskie 1, czyli:

$$R_0 \approx 1$$

Można to zilustrować przykładem jak na rys.1.



Rys.1. Zależność $R(t)$ a) dla $R_{0a} = 1$; b) dla $R_{0b} < 1$

Uzasadnione jest – w myśl tego rozumowania – założenie, że funkcja nieuszkodzalności „po diagnozowaniu wstępnym” przebiega wyżej od funkcji nieuszkodzalności „bez diagnozowania wstępnego”.

Efekt diagnozowania wstępnego jest:

- ekonomiczny zysk użytkownika polegający na tym, że unika próby uruchomienia niezdatnego obiektu i związanych z tym strat;
- wzrost prawdopodobieństwa nieuszkodzalności;
- wzrost wartości oczekiwanej czasu zdalności zadaniowej.

Efekt diagnozowania wstępnego można określić ilorazem wartości oczekiwanych czasu do uszkodzenia wyznaczonych dla obu funkcji nieuszkodzalności:

¹ Obiekt nieakumulacyjny jest to obiekt, w którym uszkodzenie w czasie realizacji zadania wywołuje utratę efektu wytworzonego do chwili uszkodzenia

$$E_{DW} = \frac{\bar{T}_{0a}}{\bar{T}_{0b}} = \frac{\int_0^{\infty} R_{0a} \exp(-\lambda t) dt}{\int_0^{\infty} R_{0b} \exp(-\lambda t) dt} = \frac{R_{0a}}{R_{0b}} \quad (2)$$

(dla $\lambda < \infty$)

gdzie:

$\bar{T}_{0a}$ – wartość oczekiwana czasu do uszkodzenia dla funkcji nieuszkodzalności $R_a(t)$;

$\bar{T}_{0b}$ – wartość oczekiwana czasu do uszkodzenia dla funkcji nieuszkodzalności $R_b(t)$.

Efekt diagnozowania wstępnego E_{DW} zależy – jak widać – od przyrostu wartości R_0 . Przyrost ten zależy od wiarygodności diagnozy. Natomiast wiarygodność diagnozy zależy istotnie od zastosowanej procedury diagnozowania wstępnego oraz od dysponowanego czasu diagnozowania.

Zauważmy, że w rozpatrywanym przypadku wymagania dotyczące dysponowanego czasu diagnozowania są zazwyczaj dość łagodne. Diagnozowanie może się odbyć np. w czasie postoju obiektu. Przykładem może być diagnozowanie samolotu w czasie postoju na lotnisku.

3. SKUTECZNOŚĆ DIAGNOZOWANIA W PRZYPADKU OBIEKTU NAPRA- WIALNEGO, AKUMULACYJNEGO Z REZERWĄ CZASOWĄ NIEUZUPEŁNIAJĄ

Obiekt akumulacyjny jest to taki obiekt, którego niezdatność – pojawiająca się w trakcie realizacji zadania – nie powoduje utraty efektu wytworzonego do chwili uszkodzenia. Po naprawie można kontynuować realizację niewykonanej części zadania. Jeśli w ten sposób zadanie zostaje wykonane w wymaganej objętości i w wymaganym czasie, to z punktu widzenia użytkownika taki obiekt jest obiektem zdatnym zadaniowo. Użytkownika nie musi interesować czy w czasie przeznaczonym na zrealizowanie zadania obiekt był naprawiany.

Należy tu rozróżnić:

– czas T_{wym} **wymagany** przez użytkownika (decydenta, klienta); jest to czas od chwili złożenia zamówienia na wykonanie zadania do chwili ukończenia zadania ($T_{wym} = [0, t_{wym}]$);

– czas T_{zre} **niezbędny** do zrealizowania zadania; czas ten stanowi sumę przedziałów czasu niezbędnego – z uwagi na zadanie – funkcjonowania obiektu ($T_{zre} = [0, t_{zre}]$).

Z punktu widzenia operatora-wykonawcy zadania powinna istnieć różnica czasów:

$$T_{dys} = T_{wym} - T_{zre} > 0 \quad (3)$$

Różnica ta ($T_{dys} = t_{wym} - t_{zre}$) stanowi **dysponowaną rezerwę czasową** (nadmiar czasowy), która może być wykorzystana na obsłużenie obiektu w trakcie realizowania zadania.

Nadmiar czasowy jest często wykorzystywany w procesach eksploatacyjnych. Dlatego zagadnienie to omówimy nieco szerzej.

W przedziale czasowym T_{dys} może zawierać się suma czasów niezbędnych dla zrealizowania wymaganych czynności obsługowych, jak np. czasu:

- wykonania czynności związanych z diagnozowaniem i/lub dozowaniem obiektu;
- wykonania czynności terapeutycznych (tj. czynności naprawczych przywracających stan zdatności obiektu).

Zauważmy, że utrzymanie zdatności obiektu wymaga diagnozowania w trakcie realizacji zadania. W wielu przypadkach wymaga to chwilowego przerwania realizacji zadania. Rzecz jasna – wyczerpuje to dysponowaną rezerwę czasową.

Dodajmy jeszcze, że nie każde diagnozowanie skutkuje potrzebą wykonania naprawy obiektu, a sama naprawa – zwłaszcza w przypadku obiektów elektronicznych – może polegać jedynie na wymianie zespołu.

W rezultacie suma czasów napraw wykonywanych w trakcie realizowania zadania jest zwykle znacznie mniejsza niż suma czasów diagnozowania. Szacuje się, że – szczególnie w przypadku obiektów elektronicznych – diagnozowanie zajmuje nawet do 90% sumarycznego czasu obsłużenia. Dlatego **przyśpieszanie i skracanie procesów diagnostycznych ma istotne znaczenie dla efektywnego skracania czasu obsłużenia** – a w tym także dla „zmieszczenia” działań obsługowych w rezerwie czasowej.

Utrzymanie zdatności zadaniowej zależy od:

- użytkownika-decydenta, który narzucając wymagany czas realizacji zadania, determinuje rezerwę czasową;
- operatora obsługi, który powinien zastosować metody i procedury utrzymania zdatności obiektu, pozwalające „zmieścić się” w rezerwie czasowej;
- właściwości niezawodnościowych obiektu, wyrażające się np. intensywnością uszkodzeń.

W przypadku rezerwy czasowej nieuzupełnionej, nadmiar czasowy jest stały, a użytkownika nie interesuje ile razy w tym przedziale obiekt jest obsługiwany i jak długo trwają poszczególne usługi. Ważne, aby wymagane zadanie zostało zrealizowane w wymaganym czasie. O spełnieniu ostatniego wymagania decyduje warunek polegający na tym, by suma czasów usług nie przekroczyła dysponowanego nadmiaru czasowego.

Można to zilustrować przykładem pokazanym na rys. 2.

Jak pokazano na rys.2 – w przedziale czasowym $[t_0, t_1]$ obiekt funkcjonuje wytwarzając efekt $E(t_1)$. Stan obiektu jest dozorowany. W przedziale $[t_1, t_2]$ odbywa się obsługiwanie, które „zużywa” rezerwę

czasową o wartość oczekiwaną czasu obsłużenia. W przedziale $[t_2, t_3]$ obiekt funkcjonuje ponownie, do chwili kolejnego uszkodzenia, wytwarzając efekt do poziomu $E(t_3)$. W przedziale $[t_3, t_4]$ następuje kolejne obsłużenie, zużywając dalszą część rezerwy czasowej. W chwili t_5 występuje kolejne uszkodzenie. Pozostałość rezerwy czasowej jest już niewystarczająca do następnego obsłużenia. Zatem chwila t_5 wyznacza wartość oczekiwaną czasu zadaniowej zdatności obiektu naprawialnego, pracującego z nieuzupełnianą rezerwą czasową.

Z punktu widzenia użytkownika obiekt jest zdalny, jeśli efekt uzyskany do chwili t_5 jest nie mniejszy od efektu wymaganego, czyli

$$E_{wym} \leq E(t_5).$$

Zauważmy jeszcze, że w omówionym przykładzie rezerwa czasowa wystarcza na wykonanie dwu obsłóg. Z tego wynika, że w trakcie realizacji zadania obiekt można uruchomić trzykrotnie. Jest to sytuacja podobna do użycia obiektu zawierającego trzy elementy, pracujące w układzie rezerwy nieobciążonej.

Żalóźmy, że:

- rozkład czasu do pierwszego uszkodzenia obiektu jest rozkładem wykładniczym o intensywności uszkodzeń λ ;
- rozkład czasu naprawienia obiektu jest rozkładem wykładniczym o intensywności napraw μ ;
- wartość oczekiwana czasu zdalności między kolejnymi uszkodzeniami jest taka sama jak wartość oczekiwana czasu zdalności do pierwszego uszkodzenia; odnowa obiektu po uszkodzeniu jest pełna;

- wartość oczekiwana czasu utrzymania zdalności zadaniowej obiektu $\bar{T}_{zd}$ jest dużo większa od wartości oczekiwanej czasu obsłużenia $\bar{T}_{obs}$;
- przedział czasu realizacji zadania T_{zre} jest dużo większy od wartości oczekiwanej czasu funkcjonowania między uszkodzeniami $\bar{T}_0$.

W takim przypadku – jak wiadomo – słuszne są poniższe zależności:

- wartość oczekiwana czasu do uszkodzenia:

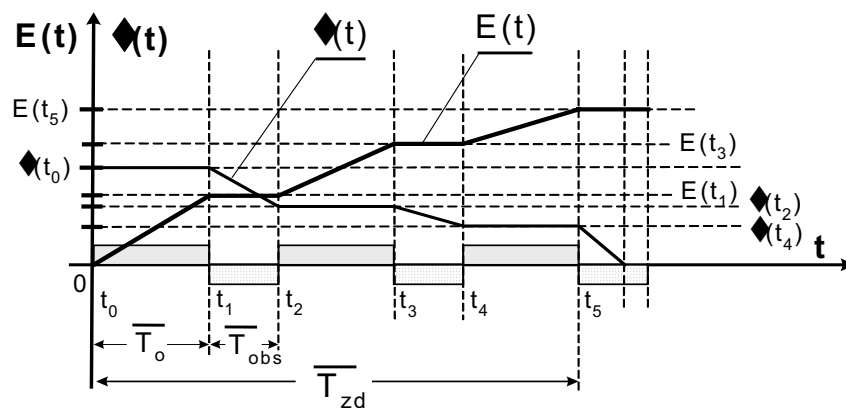
$$\bar{T}_0 = \frac{1}{\lambda} \quad (4)$$

- wartość oczekiwana czasu obsłużenia:

$$\bar{T}_{obs} = \frac{1}{\mu} \quad (5)$$

W [4] wykazano, że wartość oczekiwana czasu utrzymania zdalności zadaniowej obiektu (tj. do wyczerpania rezerwy czasowej) przedstawia wyrażenie:

$$\bar{T}_{zd} = \frac{1 + \mu\tau}{\lambda} = \bar{T}_0 \left(1 + \frac{\tau}{\bar{T}_{obs}} \right). \quad (6)$$



Rys. 2. Model eksploatacji obiektu w przypadku nadmiaru czasowego, nieuzupełnianego;

$\bar{T}_0$ – oczekiwany czas do uszkodzenia obiektu; $\bar{T}_{obs}$ – oczekiwany czas obsłużenia; $\bar{T}_{zd}$ – oczekiwany czas utrzymania zadaniowej zdalności obiektu; $\tau(t)$ – rezerwa czasowa; $E(t)$ – wytworzony efekt

Prawdopodobieństwo utrzymania zdalności obiektu do chwili $t_{zd} = t_{zre}$, w której możliwe jest pomyślne ukończenie realizacji zadania, można (w przybliżeniu) wyrazić w postaci:

$$R(t_{zd}; \mu, \tau, \lambda) \approx \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\tau} e^{-\frac{1}{2}x^2} dx \quad (7)$$

$$\text{gdzie: } Y = \frac{\mu\tau - \lambda t_{zd}}{\sqrt{2\lambda t_{zd}}} \quad (8)$$

Wartość całki (7) wyznaczyć można posługując się tablicą rozkładu normalnego na podstawie wyliczonej wartości Y ze wzoru (8).

Na rys. 3 pokazane są wykresy zależności prawdopodobieństwa R zrealizowania zadania od ilorazu wartości oczekiwanych $\bar{T}_{obs}/\bar{T}_0$. Zależności te wyznaczono przy założeniu, że:

$$\bar{T}_0 = 200, \tau = 33.$$

Jak wynika z rys. 3, dla względnie długich czasów obsłużenia charakterystyka ta jest mało wrażliwa na zmiany wartości tych czasów. Natomiast dla krótkich czasów obsłużenia T_{obs} – prawdopodobieństwo zrealizowania zadania gwałtownie wzrasta.

Przypomnijmy, że przedział czasu obsłużenia jest sumą przedziałów czasu diagnozowania i czasu naprawy:

$$T_{obs} = T_D + T_N \quad (9)$$

Ponieważ – jak już wcześniej zauważono – coraz częściej spotyka się przypadki, w których czas diagnozowania stanowi główną część czasu obsłużenia (nawet 80÷90 %), to wnioski dotyczące znaczenia czasu obsłużenia można odnieść w przybliżeniu wyłącznie do czasu diagnozowania. Wynika z tego, że **skracanie przedziału czasu diagnozowania ma istotny wpływ na wartość prawdopodobieństwa zrealizowania zadania użytkowego.**

Konkluzja: Zwiększanie wartości wskaźników niezawodnościowych poprzez poprawianie właściwości technicznych bywa na ogół trudne i kosztowne – zwłaszcza w przypadku obiektów już istniejących. Natomiast pożądaną efekt można także uzyskać modyfikując procedury diagnostyczne, tak by czas diagnozowania był krótszy a diagnozy wiarygodniejsze.

Rys. 4 przedstawia wykresy zależności prawdopodobieństwa zrealizowania zadania od ilorazu

$\tau/\bar{T}_{obs}$. Tu również jest wyraźnie widoczne jak duże znaczenie ma skracanie czasu wykrycia niezdatności i sformułowania diagnozy obsługowej.

Interesujące wnioski można również wyprowadzić z analizy zależności (6) i wynikającej z niej funkcji (10).

$$\frac{\bar{T}_{zd}}{\bar{T}_0} = f\left(\frac{\tau}{\bar{T}_{obs}}\right) = 1 + \frac{\tau}{\bar{T}_{obs}} \quad (10)$$

Funkcja ta wykazuje, że wartość oczekiwana czasu zdatności zadaniowej obiektu jest (w przybliżeniu) tyle razy większa od wartości oczekiwanej czasu do uszkodzenia ile razy wartość oczekiwana czasu diagnozowania (obsłużenia) jest mniejsza od rezerwy czasowej τ .

Dla porównania na rys. 5 pokazana jest zależność:

$$\frac{\bar{T}_{zd}}{\bar{T}_0} = f\left(\frac{\bar{T}_{obs}}{\bar{T}_0}\right) \quad (11)$$

Wyraźnie widać – na tym wykresie – szczególną wrażliwość wskaźnika (11) na skracanie przedziału czasu obsłużenia, zwłaszcza przy małych wartościach tych czasów.

Dla porównania na rys.6 pokazana jest zależność $R(t_{zd})$. Na podstawie tych krzywych można wnioskować jak powinien reagować diagnosta-obsługownik na rosnące wymagania użytkownika-klienta dotyczące czasu zrealizowania zadania. Utrzymanie wysokiej wartości wskaźnika $R(t_{zd})$ można uzyskać skracając czas diagnozowania.

4. SKUTECZNOŚĆ DIAGNOZOWANIA W PRZYPADKU OBIEKTU AKUMULACYJNEGO ZE STRUKTURALNĄ REZERWĄ NIEOBciążoną ORAZ REZERWĄ CZASOWĄ UZUPEŁNIAJĄ

Model takiego obiektu przedstawia rys. 7.

Jak wiadomo w przypadku takiego obiektu do pracy włączane są – w miarę konieczności – kolejne elementy zdadne w miejsce elementów, które uległy uszkodzeniu. Rozpoznawanie niezdatności i przełączanie elementów realizuje system dozoru-terapeutyczny (SD-T). Po dokonaniu operacji diagnostyczno-terapeutycznej system D-T jest znowu gotowy do pracy, a wymagany czas rozpoznania i przełączenia jest taki sam jak poprzednio. Jest to równoznaczne z szybkim uzupełnieniem rezerwy czasowej.

Rozpatrzmy – w tym kontekście – prosty przykład obiektu zawierającego trzy elementy.

Prawdopodobieństwo zdatności zadaniowej takiego obiektu w przedziale czasowym $[0, t]$, wyraża się wzorem:

$$R_{RNO}(t) = \left(1 + P_{D-T}(1 - P_{D-T})\lambda t + P_{D-T}\lambda t + \frac{1}{2} P_{D-T}^2 \lambda^2 t^2\right) R_0 e^{-\lambda t} \quad (12)$$

gdzie: R_0 – prawdopodobieństwo zdatności wszystkich elementów w chwili rozpoczynania realizacji zadania; przyjmijmy, że początkowe prawdopodobieństwo zdatności elementów oczekujących na włączenie nie zmienia się w czasie realizacji zadania;

P_{D-T} – prawdopodobieństwo zaistnienia iloczynu zdarzeń: uzyskania prawidłowej diagnozy, zrealizowania poprawnego przełączenia funkcji na zdadny element oraz zdarzenia polegającego na tym, że suma czasów zrealizowania odpowiednich czynności nie przekracza rezerwy czasowej.

Zależność (12) pokazano na rys.8 dla:

$$P_{D-T} = 1, \quad P_{D-T} = 0,6, \quad P_{D-T} = 0,3$$

Wartość P_{D-T} zależy istotnie od jakości obsługi, a w tym od czasu i wiarygodności diagnozowania. Jak widać – można znacznie podnieść wartość prawdopodobieństwa zdatności zadaniowej dzięki zastosowaniu „dobrego” diagnozowania.

Zauważmy, że prawdopodobieństwo udanej operacji diagnostyczno-terapeutycznej zależy zazwyczaj od stosunku długości przedziału czasu obsługi T_{obs} i dysponowanej rezerwy czasowej τ .

Jeśli dzięki zastosowaniu szybkiej i dokładnej procedury diagnozowania uzyskamy:

$$P_{D-T} = 1; \quad R_0 = 1$$

to otrzymujemy wyrażenie opisujące nieuszkodzalność obiektu w przedziale czasowym $[0, t]$ w postaci:

$$R_{RN1}(t) = \left(1 + \lambda t + \frac{1}{2} \lambda^2 t^2\right) e^{-\lambda t} \quad (13)$$

Efekt działania systemu dozoru i terapii – w takim przypadku (dla $t < \infty$ oraz $\lambda < \infty$) – można wyrazić ilorazem:

$$E_{D-T} = \frac{R_{RN0}}{R_{RN1}} = \frac{1 + P_{D-T}(1 - P_{D-T})\lambda t + P_{D-T}\lambda t + \frac{1}{2} P_{D-T}^2 \lambda^2 t^2}{1 + \lambda t + \frac{1}{2} \lambda^2 t^2} \quad (14)$$

Przeanalizujmy wpływ diagnozowania na wartość oczekiwaną czasu utrzymania zdatności przez opisany wyżej obiekt.

Wartość oczekiwana czasu zdatności zadaniowej dla wyżej opisanego obiektu wyraża się wzorem:

$$\bar{T}_{zd} = R_0 \bar{T}_0 (1 + P_{D-T} + P_{D-T}^2) \quad (15)$$

Dla $R_0 = 1$ otrzymujemy:

$$P_{D-T} \rightarrow 1 \Rightarrow \bar{T}_{zd} \rightarrow 3 \cdot \bar{T}_0 \quad (16)$$

oraz

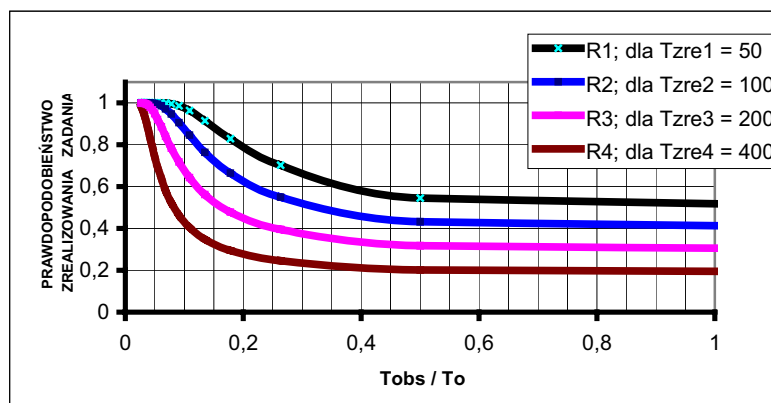
$$P_{D-T} \rightarrow 0 \Rightarrow \bar{T}_{zd} \rightarrow 1 \cdot \bar{T}_0 \quad (17)$$

Zatem – idealnie działający system dozoru i terapii (tzn. SD-T taki, że: $P_{D-T} = 1$) zapewnia pełne wykorzystanie całego nadmiaru strukturalnego.

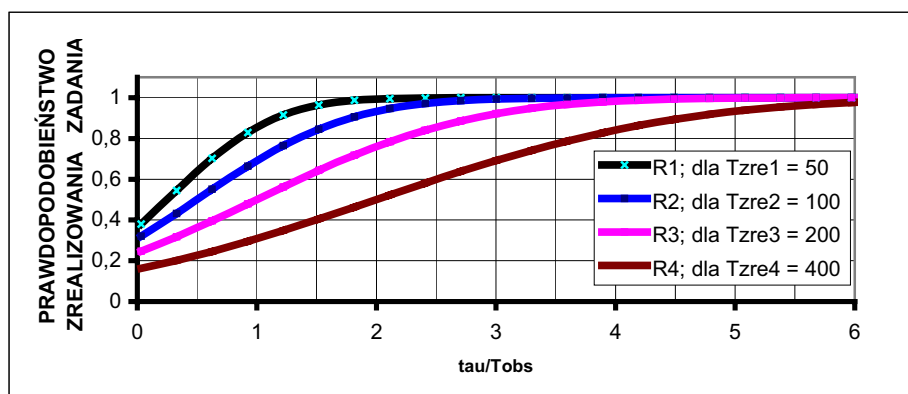
Jeśli SD-T nie funkcjonuje ($P_{D-T} = 0$) to nadmiar strukturalny pozostaje niewykorzystany, a obiekt zachowuje się tak, jakby nie posiadał rezerwy strukturalnej.

Zauważmy, że bez diagnozowania wstępnego, nawet przy idealnie działającym systemie dozoru i terapii (SD-T), wartość oczekiwana czasu zdatności zadaniowej jest mniejsza.

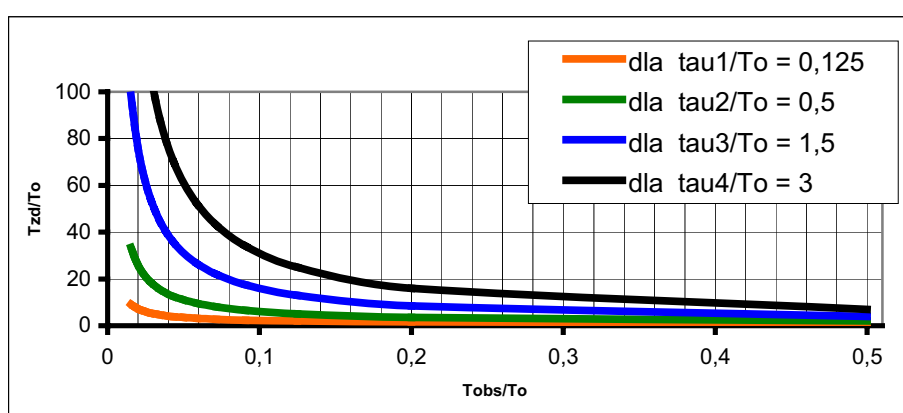
Zatem: **brak diagnozowania wstępnego również może spowodować niedostateczne wykorzystanie nadmiaru strukturalnego.**



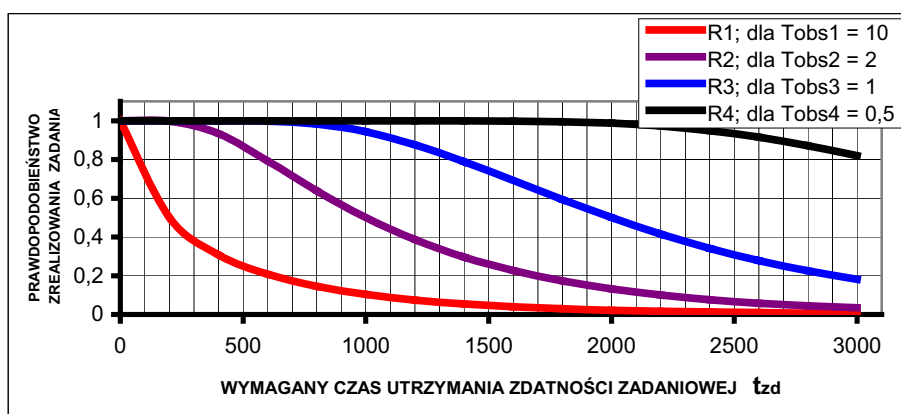
Rys. 3. Prawdopodobieństwo zrealizowania zadania przez obiekt naprawialny, akumulacyjny z nadmiarem czasowym nieuzupełnianym – w funkcji ilorazu wartości oczekiwanej czasu obsługi i wartości oczekiwanej czasu do uszkodzenia



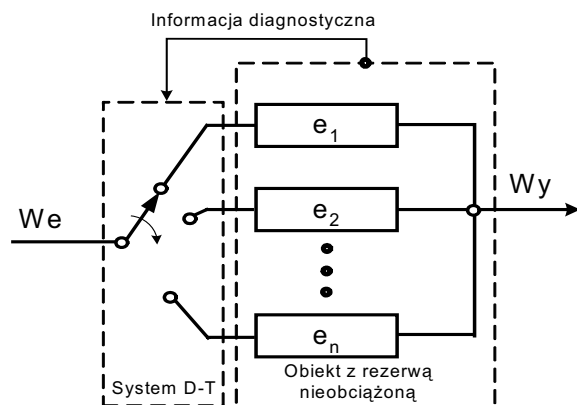
Rys. 4. Prawdopodobieństwo zrealizowania zadania przez obiekt naprawialny, akumulacyjny z nadmiarem czasowym nieuzupełnianym – w funkcji stosunku wartości rezerwy czasowej do wartości oczekiwanej czasu obsłużenia



Rys. 5. Zależność wartości oczekiwanej czasu zdatności zadaniowej obiektu od wartości oczekiwanej czasu obsłużenia – odniesiona do wartości oczekiwanej czasu do uszkodzenia ($\bar{T}_0 = 200$)



Rys. 6. Prawdopodobieństwo zrealizowania zadania przez obiekt naprawialny, akumulacyjny z nadmiarem czasowym nieuzupełnianym – w funkcji wymaganego czasu utrzymania zdatności zadaniowej ($\bar{T}_0 = 200$)



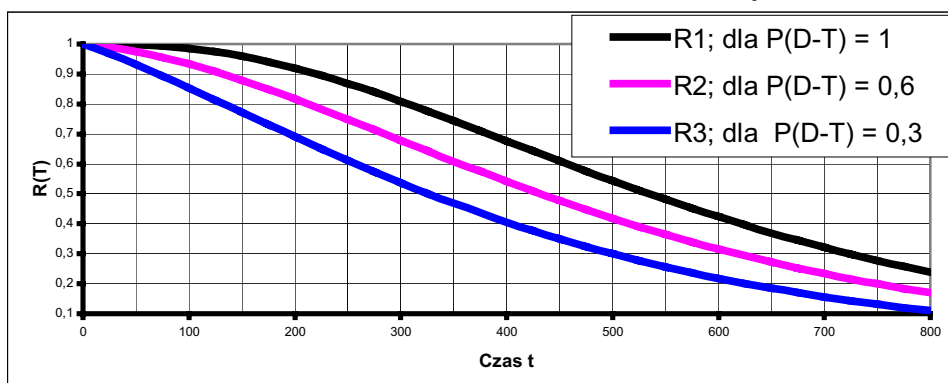
Rys. 7. Model obiektu ze strukturalną rezerwą nieobciążoną oraz uzupełnianą rezerwą czasową wyposażony w system dozoru i terapeutycznego

5. PODSUMOWANIE

Przedstawiony w artykule punkt widzenia i jego uzasadnienie pozwala sformułować odpowiedź na postawione na wstępie pytanie: czy *informacja diagnostyczna wpływa na wartości wskaźników niezawodnościowych*?

Nie ulega wątpliwości, że informacja o stanie obiektu nie zmienia jego właściwości (jego stanu). W tym sensie diagnoza nie wpływa na wartości tych wskaźników niezawodnościowych, które charakteryzują wyłącznie właściwości techniczno-technologiczne obiektu.

Jeśli jednak uznamy, że **pojęcie niezawodności wyraża zaufanie operatora** (decydenta), iż obiekt wykona wymagane zadanie (czyli, że w określonych warunkach i czasie zachowa zdolność zadaniową) to nie można odmówić słuszności poglądu, że **na to zaufanie ma wpływ informacja diagnostyczna** i możliwe dzięki niej działania utrzymujące lub przywracające stan zdolności zadaniowej obiektu.



Rys. 8. Funkcja zdolności zadaniowej dla 3-elementowego obiektu o niezawodnościowej strukturze równoległej z rezerwą strukturalną nieobciążoną oraz rezerwą czasową uzupełnianą

Logicznym następstwem takiego stanowiska jest wniosek, że niezawodność obiektu działającego w określonym otoczeniu (w systemie antropotechnicznym) kształtowana jest nie tylko przez właściwości obiektu ale także przez oddziaływanie otoczenia oraz operatora – a nawet decydenta systemu eksploatacji. Właściwa informacja diagnostyczna ułatwia decydentowi wybór odpowiednich – możliwych do zrealizowania w realnych warunkach – zadań, a operatorowi obiektu umożliwia takie sterowanie procesem realizacji zadania by zostało ono wykonane zgodnie z zapotrzebowaniem. Kompatybilne działania wszystkich komponentów systemu eksploatacji obiektu sprzyjają utrzymywaniu obiektu w stanie zdolności zadaniowej – a tym samym sprzyjają utrzymywaniu się zaufania, że obiekt wykona postawione zadanie – czyli, że **okaże się niezawodny**. Liczbowo wyraża się to wzrostem wartości niektórych wskaźników niezawodnościowych.

LITERATURA

- [1] Będkowski L., Dąbrowski T.: Nadmiarowość dynamicznie sterowana. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, PAN, Nr 2/2004. ss. 49-64.
- [2] Będkowski L.: Wielopoziomowe systemy dozoru i terapeutycznego. Biuletyn WAT nr 5/2004. Warszawa 2004. ss. 5-17.
- [3] Będkowski L., Dąbrowski T.: Znaczenie decyzji diagnostycznych w procesach eksploatacyjnych. Biuletyn WAT nr 7/2004. Warszawa 2004. ss. 19-30.
- [4] Ważyńska-Fiok K., Jaźwiński J.: Niezawodność systemów technicznych. PWN Warszawa 1990, ss. 340.
- [5] Bobrowski D.: Modele i metody matematyczne teorii niezawodności. WNT Warszawa 1985, ss. 266.

Informacje o Autorach znajdują się na str. 36.

THE REACTIVE SOUND POWER OF A CIRCULAR PLATE WITHIN THE LOW FREQUENCIES

Wojciech P. RDZANEK JR.* , Witold RDZANEK* , Wiktor M. ZAWIESKA**

*University of Rzeszów, Department of Acoustics, Institute of Physics
Rejtana Street 16A, 35-310 Rzeszów, Poland, e-mail: wprdzank@univ.rzeszow.pl**Central Institute for Labour Protection, Department of Noise and Electromagnetic Hazards
Czerniakowska Street 16, 00-701 Warsaw, Poland, e-mail: mazaw@ciop.pl**Summary**

An efficient low frequency approximation for the reactive sound power of an elastically supported circular plate has been directly derived from the corresponding high frequency expressions presented earlier. The analysis of the approximation error has shown that the low frequency formulation can be applied if the error of 10% can be accepted. The result is valid for any axisymmetric boundary configuration of the plate. The influence of the boundary configuration on the reactive sound power has been examined.

Keywords: reactive sound-power, mode number, sound radiation.

MOC BIERNA DŹWIĘKU PŁYTY KOŁOWEJ W ZAKRESIE NISKICH CZĘSTOŚCI**Streszczenie**

Efektywną aproksymację niskoczęstotliwościową biernej mocy dźwięku płyty kołowej zamocowanej sprężysto wyprowadzono bezpośrednio z odpowiednich wyrażeń wysokoczęstotliwościowych przedstawionych wcześniej. Analiza błędów aproksymacji pokazała, że wzór niskoczęstotliwościowy może być stosowany, jeśli dopuszczalny błąd względny może wynosić do 10%. Otrzymany wynik jest słuszny dla dowolnej osiowosymetrycznej konfiguracji brzegowej płyty. Zbadano wpływ konfiguracji brzegowej na moc bierną.

Słowa kluczowe: bierna moc dźwięku, numer modu, promieniowanie dźwięku.

1. INTRODUCTION

The self power of a circular plate is a very important magnitude useful for computing numerous acoustic values like, e.g., sound pressure radiated, plate's transverse deflection or total sound power lost by an acoustic system covering the plate. The normalized complex sound power is an equivalent magnitude with the normalized impedance of the system.

So far, many investigations dealt with the magnitude. Levine, Leppington and Rdzanek presented their theoretical analysis of some efficient high frequency asymptotes for a clamped circular plate [1,2]. Czarnecki, Engel and Panuszka proposed an equivalent area as well as correlation methods to predict the total sound power radiated by a clamped circular plate [3,4]. Their theoretical results showed a good agreement with the measurements. Engel and Stryczniewicz also determined analytically the magnitude [5,6]. Stepanishen and Ebenezer used both the wavenumber as well as time domain approaches to determine the self-power of a clamped circular plate [7,8] providing some efficient theoretical expressions. Rdzanek, Rdzanek Jr. and Engel proposed a low frequency approximation for the self-power of some circular plates [9,10]. The

authors also extended the theoretical results presented in Refs. [1,2] and generalized them providing some high frequency asymptotes valid for an elastically supported circular plate [11].

So far, there are no analytical approximations for the reactive sound power of an elastically supported circular plate within the low frequencies. Therefore, the authors of the paper, desiring to fill this literature gap, extend the results presented in Ref. [11] from the high to low frequencies examining carefully approximation errors arising. They show that the approximation errors can be accepted for some higher modes since the relative error does not exceed 1% within almost the whole low frequency range and for the lowest frequencies the magnitude rapidly tends to its value of zero.

2. MATHEMATICS

A thin circular plate is embedded into an infinite rigid baffle. The plate vibrates and radiates some acoustic waves into the free field. The analysis focuses on the reactive sound power for some axisymmetric time harmonic processes. This requires determining the eigenvalues of the system from the frequency equation in the form of

$$l_1 m_2 + l_2 m_1 = 0 \quad (1)$$

where

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= J_1(\lambda_n) - qJ_0(\lambda_n) \\ m_1 &= I_1(\lambda_n) - qI_0(\lambda_n) \end{aligned} \right\} \text{ for } q < q_0 \quad (2a)$$

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= J_0(\lambda_n) - J_1(\lambda_n)/q \\ m_1 &= I_0(\lambda_n) - I_1(\lambda_n)/q \end{aligned} \right\} \text{ for } q \geq q_0 \quad (2b)$$

$$\left. \begin{aligned} l_2 &= J_0(\lambda_n) + pJ_1(\lambda_n) \\ m_2 &= I_0(\lambda_n) + pI_1(\lambda_n) \end{aligned} \right\} \text{ for } p < p_0 \quad (2c)$$

$$\left. \begin{aligned} l_2 &= J_1(\lambda_n) + J_0(\lambda_n)/p \\ m_2 &= I_1(\lambda_n) + I_0(\lambda_n)/p \end{aligned} \right\} \text{ for } p \geq p_0 \quad (2d)$$

and q_0, p_0 are some arbitrary values set within the limits $[0; +\infty]$, e.g. as the value of unity,

$$q = \frac{K_w a^3}{\lambda_n^3 D}, \quad p = \frac{K_\psi a}{\lambda_n D} - \frac{1-\nu}{\lambda_n} \quad (3)$$

where K_w and K_ψ boundary stiffness values associated with the force resisting transverse deflection of the edge and with the boundary the bending moment at the edge, respectively, $\lambda_n = k_n a$ eigenvalue of the system, $D = Eh^3/12(1-\nu^2)$ plate stiffness, $k_n^4 = \omega_n^2 \rho h/D$ structural wavenumber, ω_n eigenfrequency, E, ν, ρ and h the plate's Young modulus, Poisson ratio, density and thickness, respectively.

The mode shape of the system is (cf., Ref. [12])

$$W_n(r) = A_n[J_0(k_n r) - C_n I_0(k_n r)] \quad (4)$$

where r radial variable, J_0 and I_0 Bessel and modified Bessel functions of the zero order, respectively, $A_n^{-2} = u_n + w_n$, $C_n = l_1/m_1 = l_2/m_2$,

$$u_n = J_0^2(\lambda_n) + J_1^2(\lambda_n) - C_n S(\lambda_n)/\lambda_n,$$

$$w_n = C_n^2 [I_0^2(\lambda_n) - I_1^2(\lambda_n)] - C_n S(\lambda_n)/\lambda_n,$$

$$S(\lambda_n) = J_1(\lambda_n)I_0(\lambda_n) + J_0(\lambda_n)I_1(\lambda_n).$$

The eigenfunction of the system can be formulated briefly as

$$\begin{aligned} \psi_n(w) &= \frac{\lambda_n J_1(\lambda_n) J_0(w) - w J_1(w) J_0(\lambda_n)}{w^4 - \lambda_n^4} \\ &+ \frac{\lambda_n \gamma_n J_0(w) - w b_n J_1(w)}{2\lambda_n^2(w^2 + \lambda_n^2)} \end{aligned} \quad (5)$$

where we denote J_1 and I_1 as Bessel and modified Bessel functions of the first order, respectively, $\gamma_n = J_1(\lambda_n) + C_n I_1(\lambda_n)$, $b_n = J_0(\lambda_n) - C_n I_0(\lambda_n)$, $w = \beta x$ and $w = \beta/x$ for formulating integrals representing the active and reactive sound power, respectively,

$$P_{an} = 8\lambda_n^4 A_n^2 \int_0^{\pi/2} \psi_n^2(\beta x) \beta x d\vartheta \quad (6a)$$

$$P_{rn} = 8\lambda_n^4 A_n^2 \int_0^{\pi/2} \psi_n^2(\beta/x) (\beta/x)^2 d\vartheta \quad (6b)$$

and $x = \sin \vartheta$, $\beta = ka$ dimensionless wavenumber.

The complex self-power is

$$P_n = P_{an} - iP_{rn} \quad (6c)$$

for the time dependence $\exp(-i\omega t)$.

2.1. The high frequencies

The elementary expressions for the active and reactive sound power within the high frequency had been formulated for $\delta_n = k_n/k = \lambda_n/\beta = 1/\varepsilon_n < 1$ as

$$\begin{aligned} P_{an} &= X_n \cos(2\beta + \pi/4) + Y_n \sin(2\beta + \pi/4) \\ &+ A_n^2 \left(\frac{u_n}{\sqrt{1-\delta_n^2}} + \frac{w_n}{\sqrt{1+\delta_n^2}} \right) \end{aligned} \quad (7a)$$

$$\begin{aligned} P_{rn} &= Y_n \cos(2\beta + \pi/4) - X_n \sin(2\beta + \pi/4) \\ &+ \frac{2A_n^2}{\pi\beta} \left[\frac{\alpha_n^{(1)}}{1+\delta_n^2} + \frac{\alpha_n^{(2)}}{2\delta_n(1-\delta_n^2)^{3/2}} + \frac{\alpha_n^{(3)} \operatorname{asinh} \delta_n}{2\delta_n(1+\delta_n^2)^{3/2}} \right] \end{aligned} \quad (7b)$$

where

$$\begin{aligned} \alpha_n^{(1)} &= \frac{1}{2} \frac{1+\delta_n^2}{1-\delta_n^2} [J_0^2(\lambda_n) + J_1^2(\lambda_n)] \\ &+ \frac{C_n^2}{2} [I_0^2(\lambda_n) - I_1^2(\lambda_n)], \end{aligned} \quad (8a)$$

$$\begin{aligned} \alpha_n^{(2)} &= J_0^2(\lambda_n) - J_1^2(\lambda_n)(1-2\delta_n^2) \\ &- 2C_n(1-\delta_n^2)[J_0(\lambda_n)I_0(\lambda_n) - J_1(\lambda_n)I_1(\lambda_n)], \end{aligned} \quad (8b)$$

$$\begin{aligned} \alpha_n^{(3)} &= C_n^2 [I_0^2(\lambda_n) + I_1^2(\lambda_n)(1+2\delta_n^2)] \\ &- 2C_n(1-\delta_n^2)[J_0(\lambda_n)I_0(\lambda_n) + J_1(\lambda_n)I_1(\lambda_n)], \end{aligned} \quad (8c)$$

$$X_n = 4A_n^2 \sqrt{\frac{\beta}{\pi}} \left(\frac{\lambda_n^2}{\beta^2 + \lambda_n^2} \right)^2 (\beta^2 d_n^2 - h_n^2), \quad (8d)$$

$$Y_n = 8A_n^2 \beta \sqrt{\frac{\beta}{\pi}} \left(\frac{\lambda_n^2}{\beta^2 + \lambda_n^2} \right)^2 d_n h_n. \quad (8e)$$

and presented earlier in the literature (cf., Ref. [11]).

2.2. The low frequencies

Given that (cf., Ref. [13])

$$\arcsin z = \begin{cases} \frac{\pi}{2} + i \operatorname{acosh} z & \text{for } z < 1 \\ \frac{\pi}{2} - i \operatorname{acosh} z & \text{for } z > 1 \end{cases} \quad (9)$$

and that the phase changes when moving from the high to low frequencies, namely from $\delta_n < 1$ to $\delta_n > 1$, for some of the terms in Eqs. 7, we have

$$\frac{A_n^2 u_n}{\sqrt{1-\delta_n^2}} = -i \frac{A_n^2 u_n}{\sqrt{\delta_n^2 - 1}}, \quad (10a)$$

$$\begin{aligned} -i \frac{2A_n^2 \alpha_n^{(2)} \arcsin \delta_n}{2\pi\beta\delta_n(1-\delta_n^2)^{3/2}} &= \\ &= \frac{A_n^2 \alpha_n^{(2)}}{2\beta\delta_n(\delta_n^2 - 1)^{3/2}} - i \frac{A_n^2 \alpha_n^{(2)} \operatorname{acosh} \delta_n}{\pi\beta\delta_n(\delta_n^2 - 1)^{3/2}}. \end{aligned} \quad (10b)$$

This provides the low frequency asymptotic formulations formulated as

$$\begin{aligned} P_{an} &= \frac{A_n^2 \alpha_n^{(2)}}{2\beta\delta_n(\delta_n^2 - 1)^{3/2}} + \frac{A_n^2 w_n}{\sqrt{1+\delta_n^2}} \\ &+ X_n \cos(2\beta + \pi/4) + Y_n \sin(2\beta + \pi/4), \end{aligned} \quad (11a)$$

$$P_m = \frac{2A_n^2}{\pi\beta} \left[\frac{\alpha_n^{(1)}}{1+\delta_n^2} + \frac{\alpha_n^{(2)} \operatorname{acosh} \delta_n}{2\delta_n(\delta_n^2-1)^{3/2}} + \frac{\alpha_n^{(3)} \operatorname{asinh} \delta_n}{2\delta_n(1+\delta_n^2)^{3/2}} \right] + \frac{A_n^2 u_n}{\sqrt{1-\delta_n^2}} + Y_n \cos(2\beta + \pi/4) - X_n \sin(2\beta + \pi/4) \quad (11b)$$

Further, we are not interested in using Eq. (11a) since some efficient low frequency approximations are known for the active sound power [9,10]. Moreover, Eq. (11a) produces some big approximation errors. Now, we are interested in using Eq. (11b) representing the reactive sound power and in examining its approximation error if it is acceptable.

3. DISCUSSION

First, we have to examine the behaviour of the reactive sound power within the low frequencies, namely for $k/k_n < 1$. This is illustrated in Fig. 1 showing the magnitude constantly tending to its value of zero, which is plotted in the fully logarithmic coordinates. The curves plotted for some sample modes do not considerably differ each other. In consequence, we are especially interested to assure an acceptable approximation error within almost the whole low frequency range but not necessarily for the very low frequencies since they imply the very low values assumed by the magnitude.

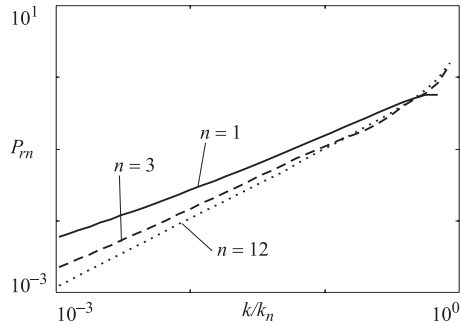


Fig. 1. The reactive sound power for some sample axisymmetric modes within the low frequencies

The absolute value of approximation error has been estimated as $\Delta P_m = |P_{I,m} - P_{A,m}|$, where $P_{I,m}$ and $P_{A,m}$ have been computed from Eqs. (6b) and (11b), respectively, and represented by the curves plotted in Fig. 2. The straight lines represent the theoretical error value defined as $\Delta P_m = 0.25(k/k_n)^{2/3} \lambda_n^{-2/3}$. It is easy to note that the error estimation does not considerably exceed its theoretical value within the whole low frequency range. However, we must be careful here since the magnitude assumes some comparable values as the error does for the very low frequencies, namely for $k/k_n < 0.01$ (cf., Fig. 1) and it is worth analyzing the relative error value shown in Fig. 3. The relative

error does not considerably exceed its value of 10% for $k/k_n < 0.1$ for the first axisymmetric mode, $k/k_n < 0.01$ for the third mode, and for the higher modes the validity frequency range is even wider. The relative error grows up to its value of 100% for the very low frequencies where the magnitude assumes the value of zero.

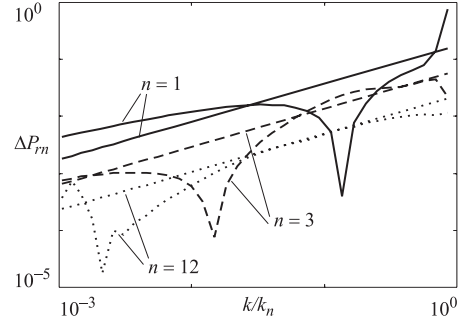


Fig. 2. The absolute approximation error

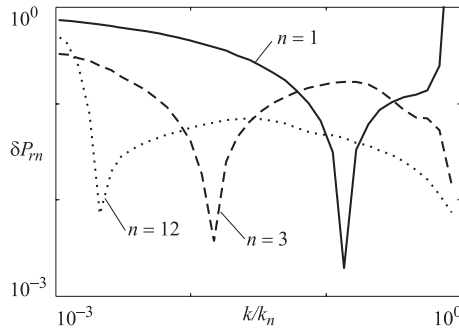


Fig. 3. The relative approximation error formulated as $\delta P_m = \Delta P_m / P_m$

So, if we can accept the approximation error of about 10% for some engineering computations then we are equipped with an efficient low frequency asymptotic formulation for the reactive sound power of an elastically supported circular plate.

Now, let us examine the influence of an axisymmetric boundary conditions of the plate represented by the two values of boundary stiffness K_w and K_ψ (cf., with Eq. (3) and Ref. [12]). All the curves plotted in Figs. 4 and 5 have been prepared for $k/k_n = 0.5$, i.e. where the approximation error does not exceed 10% for all modes. Fig. 4 shows that the change in normalized value of K_w has the very influence on the reactive sound power within its middle range about the value of $K_w a^3 / \lambda_n^3 D = 1$. The same can be observed with the change in normalized value of K_ψ which is shown in Fig. 5. Generally, the influence is bigger for the lowest modes and no influence can be observed for those higher.

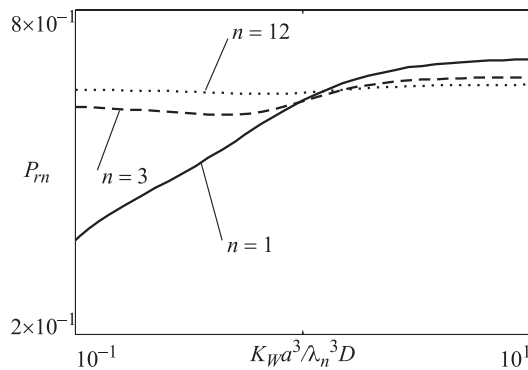


Fig. 4. The reactive sound power in terms of normalized stiffness value K_W for $K_\psi a / \lambda_n D = 1$

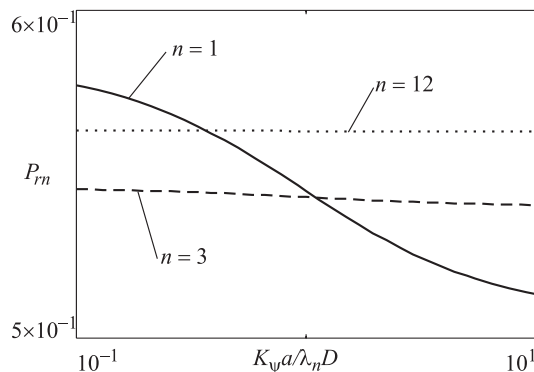


Fig. 5. The reactive sound power in terms of normalized stiffness value K_ψ for $K_W a^3 / \lambda_n^3 D = 1$

4. CONCLUSIONS

Finally, we are provided with an efficient low frequency approximation for the normalized reactive sound power of a circular plate with some arbitrary but axisymmetric boundary conditions. The formulation can be used for some engineering computations if the relative error of 10% can be accepted for this purpose.

REFERENCES

- [1] Levine H., Leppington F.G.: A note on the acoustic power output of a circular plate. *Journal of Sound and Vibration*, 1988, Vol. 121, No. 2, pp. 269–275.
- [2] Rdzanek W.: Mutual impedance of a circular plate for axially-symmetric free vibrations at high frequency of radiating waves. *Archives of Acoustics*, 1992, Vol. 17, No. 3, pp. 439–448.
- [3] Czarnecki S., Engel Z., Panuszka R.: Correlation method of measurements of sound power in the near field conditions. *Archives of Acoustics*, 1976, Vol. 1, No. 2, pp. 201–213.
- [4] Czarnecki S., Engel Z., Panuszka R.: Sound Power and Radiation Efficiency of a Circular Plate. *Archives of Acoustics*, 1981, Vol. 16, No. 4, pp. 339–357.
- [5] Engel Z., Stryczniewicz L.: Determination of sound power radiated by vibrating plate. *Mechanics-Quarterly at UMM*, 1988, Vol. 7, No. 1–2, pp. 5–19. [In Polish].
- [6] Engel Z., Stryczniewicz L.: The determination of the acoustic power radiated by a vibrating plate. *Mechanics-Quarterly at UMM*, 1990, Vol. 9, No. 1, pp. 5–12. [In Polish].
- [7] Stepanishen P.R., Ebenezer D.D.: A joint wavenumber–time domain technique to determine the transient acoustic radiation loading on planar vibrators. *Journal of Sound and Vibration*, 1992, Vol. 157, No. 3, pp. 451–465.
- [8] Stepanishen P.R., Ebenezer D.D.: An in-vacuo modal expansion method to determine the transient response of fluid-loaded planar vibrators. *Journal of Sound and Vibration*, 1992, Vol. 153, No. 3, pp. 453–472.
- [9] Rdzanek Jr. W.P., Rdzanek W.: The self power of a clamped circular plate. An analytical estimation. *Archives of Acoustics*, 2003, Vol. 28, No. 1, pp. 59–66.
- [10] Rdzanek Jr. W.P., Engel Z., Rdzanek W.: The self power of an elastically supported circular plates within the low frequency range. Submitted to *Journal of The Acoustical Society of America*.
- [11] Rdzanek Jr. W.P., Engel Z., Rdzanek W.: Theoretical analysis of sound radiation of an elastically supported circular plate. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, Vol. 265, No. 1, pp. 155–174.
- [12] Leissa A.W., Laura P.A.A., Gutierrez R.H.: Transverse vibrations of circular plates having nonuniform edge constraints. *Journal of The Acoustical Society of America*, 1979, Vol. 66, No. 1, pp. 180–184.
- [13] Abramowitz M., Stegun I.A.: Handbook of mathematical functions with formulas, graphs, and mathematical tables. *National Bureau of Standards. Applied Mathematics Series 55*, Tenth Printing, 1972.



Wojciech P. RDZANEK Jr. was born in Rzeszów, Poland, on October 30th, 1970. He graduated from Wrocław University of Technology in 1994, and received his Ph.D. in engineering from The University of Mining and Metallurgy in Kraków in 2000.

He is currently a tutor at the Institute of Physics in University of Rzeszów. His scientific interests cover both theoretical and experimental analysis of the acoustic behaviour of some plate vibrating systems.

TECHNOLOGIA SPRĘŻANIA I NASUWANIA KONSTRUKCJI MOSTOWYCH ASIN KPRM

Andrzej JURKIEWICZ, Sebastian MULARZ

Katedra Automatykacji Procesów

al. Mickiewicza 30 B2/10 30-059 Kraków, tel/fax: (12) 617 30 80, jurkand@agh.edu.pl

Streszczenie

Artykuł stanowi syntetyczną prezentację wybranych zagadnień z szerokiego programu badawczego, którego celem jest opracowanie oryginalnej technologii sprężania i nasuwania konstrukcji mostowych. Są one wdrożone między innymi przez KPRM SKANSKA. W ramach programu zaprojektowano urządzenia, systemy sterowania w oparciu o strategię wirtualnego kreowania produktu co umożliwiło wyeliminowanie budowy kosztownych prototypów. Utworzono Laboratorium Badań i Analiz Maszyn i Budowli KAP AGH. Opracowaną technologię zastosowano m.in. przy realizacji mostu Zwierzynieckiego i węzła Wielicka w Krakowie, estakady w Starachowicach, estakady Bracka DTŚ w Katowicach, wiaduktu Chabówka. Prowadzone są prace badawcze nad systemami wantowymi oraz systemami sterowania sprężaniem przestrzennym obiektów mostowych.

Słowa kluczowe: technologia, sprężanie konstrukcji, wirtualne kreowanie produktu.

THE TECHNOLOGY OF STRESSING AND SLIDING OVER OF BRIDGE CONSTRUCTIONS ASIN KPRM

Summary

The article is a synthetic presentation of the selected issues from the broad research programme, whose aim is the development of the original stressing technology and placing of the bridge constructions. They are applied among others by KPRM SKANSKA. Within this programme devices, steering systems based on the strategy of virtual product creation were designed which enabled the elimination of the construction of expensive prototypes. The Laboratory of Research and Analysis and Construction KAP AGH came into existence. The which was elaborated was applied among others during the construction of the Zwierzyniecki bridge, Wielicka fly- over in Krakow, the viaduct in Starachowice, the viaduct Bracka DTŚ in Katowice and the viaduct in Chab owka. The research on the string support and the steering systems of the special stressing of bridge constructions is conducted.

Key words: technology, the stressing of construction, the virtual creation of the product.

1. WSTĘP

Narodowy Program Autostrad zakłada zbudowanie w Polsce 2600 km dróg oraz prawie 1000 obiektów inżynierskich – głównie mostów, wiaduktów i estakad. Program ten może być szansą na ożywienie w wielu działach gospodarki i wielkim wyzwaniem dla ośrodków naukowo badawczych. W krajach UE oraz USA ponad 90% konstrukcji mostowych zrealizowanych w latach 1990-2000 wykonano technologią betonów sprężanych. W Polsce mimo bogatych tradycji prace nad tą nowoczesną ale niezwykle trudną technologią mają charakter szczątkowy. Problemy finansowe uczelni i instytutów resortowych ograniczają lub wręcz uniemożliwiają prowadzenie badań o charakterze interdyscyplinarnym, które są niezbędne przy

opracowywaniu tak nowoczesnej technologii. W kraju stosowane są drogie rozwiązanie koncernów europejskich, które opracowały technologię sprężania i nasuwania konstrukcji mostowych. Sytuacja ta powoduje eliminowanie z rynku polskich firm mostowych, które miały czołową pozycję w Europie, a przez uzależnienie technologiczne składają mało atrakcyjne oferty przetargowe. Podjęte w KAP prace badawcze mają solidne podstawy finansowe. Inwestycje mostowe są finansowane lub refinansowane przez fundusze zewnętrzne i realizowane są w oparciu o przetargi zgodnie z wymogami dyrektywy nr 076 Unii Europejskiej. Spowodowało to konieczność przyjęcia kilku istotnych założeń, które opracowana technologia musi spełniać:

- czystość i zdolność patentową,

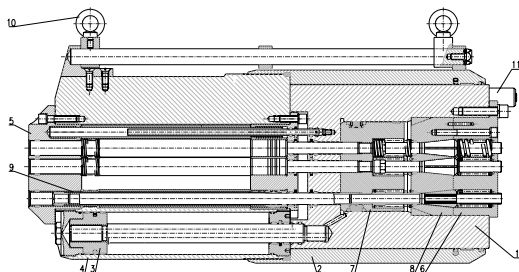
- zgodność rozwiązań z wymogami Euronorm i pakietu Eurokodów,
- spełnienie przez układy napędowe wymogów serii norm ISO 14000,
- utworzenie laboratorium badawczego z pełną certyfikacją UE.

2. ELEMENTY SYSTEMU ASIN KPRM

2.1 Hydrauliczne urządzenia napinająco-transportujące

W ramach prac naukowo-badawczych opracowano urządzenia wykonawcze hydrauliczne urządzenia napinająco-transportujące (prasy) do technologii struno- i kablebetonu, wyposażone w procesory hydrauliczne korygujące efekty dynamiczne wciągach (drżania samowzbudne i wymuszone), które generowane są podczas przebiegu procesu sprężania lub nasuwania elementu konstrukcyjnego czy obiektu mostowego, wyposażone w sekwencyjny, zautomatyzowany system kotwienia cięgien (rys.1).

Są to między innymi urządzenia typu UNTM19 oraz UNTM13. Urządzenia te umożliwiają sprężanie konstrukcji kablami składającymi się maksymalnie z 19 cięgien $\varnothing 15,5$. Maksymalne wartości sił sprężających wynoszą dla kabla 7L15,5 1610 kN, dla kabla 12L15,5 2760 kN oraz dla kabla 19L15,5 4370 kN. W praktyce oznacza to możliwość uzyskania wartości sił w pojedynczym ciągu na poziomie 230 kN.

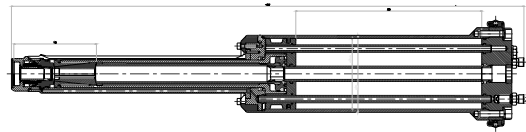


Rys. 1. Rozwiązanie konstrukcyjne urządzenia napinająco-transportującego UNTM13

- 1 – tłok główny, 2 – cylinder, 3 – tłoki wspomagające, 4 – pnieczek przedni, 5 – rozeta przednia, 6 – rozeta tylna, 7 – tarcza tłoczków rozkatwiających, 8 – tarcza szczęk wewnętrznych, 9 – tłoczki kotwienia szczęk zewnętrznych (w bloku kotwiącym), 10 – zawiesz, 11 – czujnik wysuwu tłoka

System ASIN KPRM zawiera również urządzenia do technologii strunobetonu: UNT8 i UNT15. W urządzeniach tych sterowanie cyklami roboczymi realizowane jest za pomocą agregatu hydraulicznego (zalecany: UHBJf 10/5,5/100). Urządzenia te umożliwiają napinanie (naprężanie) lin, prętów, cięgien o dowolnej długości i średnicy $\varnothing 7,8$ i $\varnothing 15,5$ mm oraz utrzymanie ciągu

w szczękach wewnętrznych przy zaniku ciśnienia zasilającego. Maksymalna siła urządzeń wynosi od 100kN lub 270 kN. Realizowany jest pomiar wysuwu tłoka z dokładnością min. 1 mm (rys.2).



Rys. 2. Rozwiązanie konstrukcyjne urządzenia napinająco-transportującego UNT15

2.2. Agregaty napędowo-sterownicze

W celu sterowania pracą urządzeń napinająco-transportujących opracowano nową generację agregatów napędowo-sterowniczych, w których po raz pierwszy zastosowano napęd inwertorowy (falownikowy). Opracowano następujące agregaty: agregaty UHBJf współpracujące z prasami UNTM19 oraz agregaty typu UHF-ASIM-10/7,5/180 współpracujące z urządzeniami UNTM13/2000, w których sterowanie cyklami roboczymi pras odbywa się z wykorzystaniem impulsów napięciowych. Nowatorskie rozwiązanie tych urządzeń, polegające na wykorzystaniu właściwości napędu falownikowego oraz możliwości techniki mikroprocesorowej, pozwoliło na opracowanie prostego, a przez to bardzo niezawodnego układu hydraulicznego agregatu. Zaproponowany w urządzeniu sposób sterowania parametrami strumienia zasilającego posiada wszystkie zalety techniki hydraulicznego sterowania proporcjonalnego, z których najważniejsze to:

- kontrolowane i płynne sterowanie wielkościami hydraulicznymi,
- szybsze i dokładniejsze przebiegi sterowania ruchami,
- zredukowanie liczby elementów hydraulicznych w urządzeniu,
- większa trwałość elementów mechanicznych i hydraulicznych.



Rys. 3. Widok agregatu napędowo-sterującego UHF-ASIM 10/7,5/180

2.3. Zakotwienia i bloki kotwiące

W oparciu o model Ayre'go oddziaływań kontaktowych układu ciągnio – szczęki kotwiące – tuleja (tarcza) wykorzystując środowisko MES opracowano typoszeręg korygowanych zakotwień i zacisków do technologii strunobetonu dla typoszeręgu cięgien $\varnothing 7.8$, $\varnothing 12.5$, $\varnothing 15.5$. Elementy te decydują o jakości ustroju sprężającego konstrukcyjnych elementów strunobetonowych m.in. belek mostowych, dźwigarów, płyt nośnych.

Opracowano typoszeręg tarcz kotwiących charakteryzujących się parametrami eksploatacyjnymi i zmęczeniowymi analogicznymi jak w przypadku zakotwień.

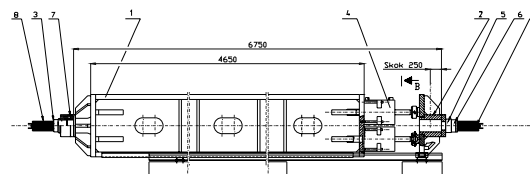
2.4. Laboratorium Badań i Analiz Maszyn i Budowli

W ramach prac nad systemem opracowano i wykonano stanowisko (rys.4) do badań statycznych i dynamicznych pras, bloków kotwiących, zakotwień oraz ustrojów sprężających obciążonych siłami do 10000 kN.

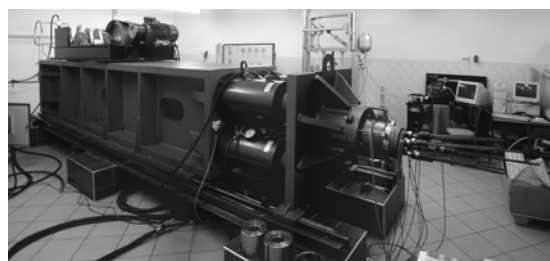
Podstawowym problemem jaki zaistniał w fazie projektowej stanowiska badawczego było przyjęcie założeń odpowiadających wymaganiom zawartym w obowiązujących normach. Wymagania te dotyczą nie tylko konstrukcji wykonanego stanowiska ale także warunków jego pracy. Zgodnie z zaleceniami instytutów badawczych zajmujących się certyfikacją laboratoriów przyjęto następujące założenia co do konstrukcji i pracy stanowiska:

- konstrukcja powinna przenosić siłę 10000kN, co narzucone jest poprzez siłę potrzebną do zerwania pełnego kabla (w naszym przypadku 19 cięgien, przy maksymalnej sile zrywającej ciągnio 350kN),

- maksymalne odkształcenia liniowe stanowiska przy obciążeniu osiowym nie powinno przekroczyć 0.8 mm,
- układ napędowy stanowiska (agregat hydrauliczny) powinien charakteryzować się bezdławieniowym charakterem pracy (powinien być energooszczędny – zgodnie z ISO 14000),
- konstrukcja stanowiska jak i jego oprzyrządowanie powinny umożliwiać przeprowadzenie badań statycznych i dynamicznych (zmęczeniowych) ustrojów sprężających z wymagana dokładnością.



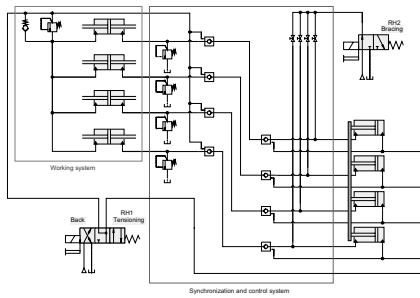
Rys. 4a. Schemat stanowiska pomiarowego
1 – rama stanowiska, 2 – tarcza ruchoma,
3 – czynne zakotwienie, 4 – siłowniki,
5 – czujnik siły, 6 – zakotwienie bierne,
7 – hydrauliczny pulsator, 8 – ciągnia



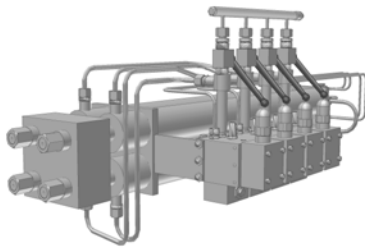
Rys. 4b. Widok stanowiska laboratoryjnego

Dwoma głównymi elementami są korpus oraz tarcza ruchoma, które połączone są razem za pomocą czterech siłowników hydraulicznych. Siłowniki osadzone są na stałe w korpusie i połączone są z tarczą ruchomą za pomocą przegubów kulistych. Po przeciwnej stronie stanowiska zamocowany jest zespół pulsatora hydraulicznego służący jako układ wymuszający pulsacje siły w ciągnach podczas badań zmęczeniowych.

Zespół czterech siłowników hydraulicznych umożliwia uzyskanie siły o wartości rzędu 11000 kN przy zasilaniu ciśnieniem 32MPa. Zespół siłowników zasilany jest z agregatu hydraulicznego wyposażonego w układ falownikowy zapewniający bezdławieniowy charakter pracy układu. Schemat połączeń układu hydraulicznego siłowników przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5a. Schemat hydraulicznego układu sterowania siłownikami



Rys 5b. Widok hydraulicznego układu sterowania siłownikami

Jak widać na rys.5 połączenie siłowników tworzy układ szeregowo-równoległy w którym medium robocze zasila dwa siłowniki, natomiast kolejne dwa zasilane są cieczą pochodzącą z dwóch pierwszych. Układ oznaczony literą D umożliwia w skrajnym położeniu przy wysuniętych tłokach uzupełnienie układu hydraulicznego w ciecz roboczą poprzez zasilanie wszystkich czterech komór napinania, a co za tym idzie wyrównywanie są ewentualne nieosiowości, które mogły wystąpić podczas ruchu tarczy ruchomej. Zastosowany w agregacie układ falownikowy zapewnia płynną zmianę prędkości ruchu siłowników.

W fazie końcowych prób znajduje się obecnie układ do badań zmęczeniowych, który umożliwia dynamiczne badanie ustrojów sprężających z częstotliwościami pulsacji siły do 8 Hz. Możliwa jest również oprócz zmiany częstotliwości drgań pulsatora zmiana kształtu impulsu hydraulicznego.

Stanowisko badawcze do badań zmęczeniowych obejmuje następujące zespoły:

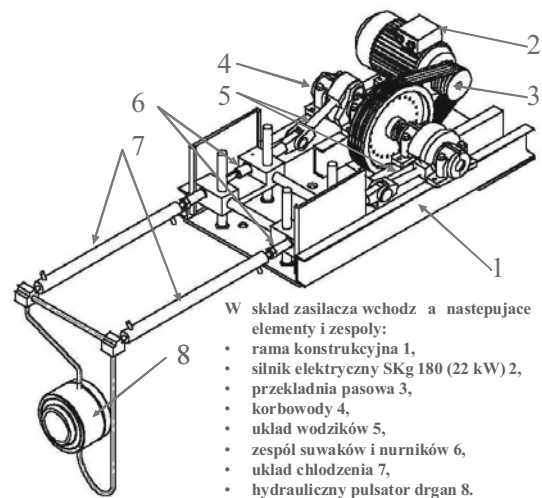
- konstrukcję mechaniczną ramy oraz zespół siłowników naciągu,
- hydrauliczny pulsator,
- uniwersalną hydrauliczną stację zasilacza nurnikowego,
- elektrohydrauliczny zespół sterujący siłowników napinania,
- układ chłodzenia,
- układ pomiarowo-sterujący (Spider-Hottinger).

Zasilacz nurnikowy zaprojektowany w KAP AGH jest zespołem hydrauliczno-mechanicznym (układ korbowo-wodzikowy), którego zadaniem jest

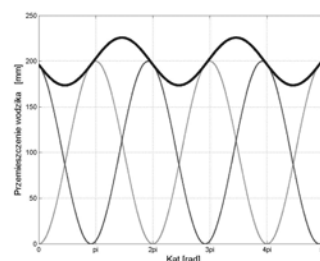
dostarczenie medium o określonym ciśnieniu oraz częstotliwości zmian pulsacji do 8 Hz do hydraulicznego pulsatora. W skład zasilacza wchodzi następujące elementy i zespoły:

- rama konstrukcyjna,
- silnik elektryczny SKg 180 (22 kW),
- koło zamachowo-pasowe $\varnothing 600$,
- korbowody,
- układ wodzików,
- zespół suwaków i nurników.

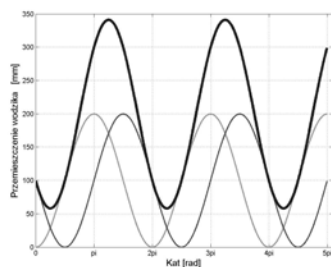
Konstrukcja zasilacza umożliwia sterowanie pracą pulsatora poprzez zmianę amplitudy oraz kształtu impulsu hydraulicznego. Zmiana amplitudy realizowana jest przez zmianę przesunięcia kąтового dzielonego koła pasowo-zamachowego. Natomiast zmiana kształtu możliwa jest dzięki zmianie położenia bloków nurników.



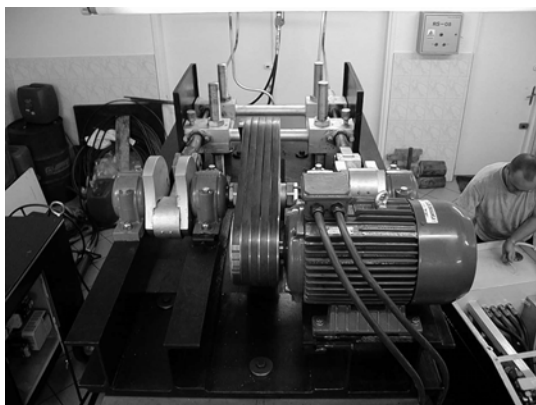
Rys. 6. Schemat hydraulicznego zasilacza nurnikowego



Rys. 7a. Wykres przebiegów przemieszczeń nurników oraz sumy przemieszczeń dla położenia nurników w osi wału korbowego $e = 0$ oraz przesunięcia fazowego koła pasowego $j = 15^\circ$



Rys. 7b. Wykres przebiegów przemieszczeń nurników oraz sumy przemieszczeń dla położenia nurników w osi wału korbowego $e = 0$ oraz przesunięcia fazowego koła pasowego $j = 90^\circ$

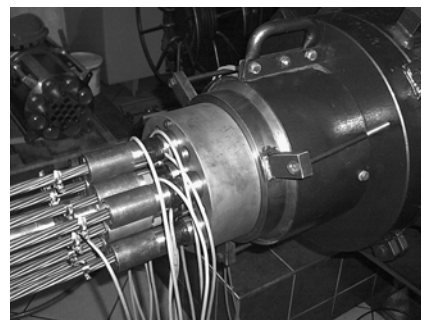


Rys. 8. Widok hydraulicznego zasilacza nurnikowego

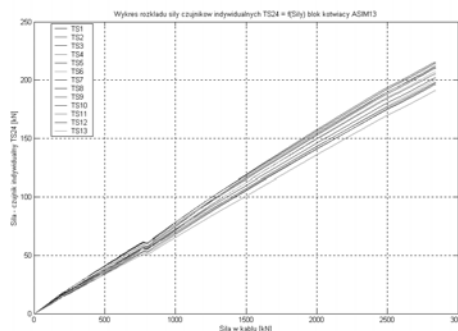
2.5. Przykładowe badania bloków kotwiących

Badania równomierności naciągu bloku kotwiącego ASIM13-AWL15,5 przeprowadzono na stanowisku badań wytrzymałościowych w Laboratorium Badań i Analiz Maszyn i Budowli AGH. W czasie badania po stronie czynnej stanowiska założono blok ASIM13-AWL15,5, natomiast po stronie biernej pojedyncze zakotwienia ASIN45-AWL15,5 wraz z czujnikami siły TS20. Szczęki w uchwytach wstępnie zakotwiono siłą 30 kN. Cykl obciążenia ustroju sprężającego był następujący: 0 kN – 400 kN – 800 kN – 1200 kN – 1600 kN – 2000 kN – 2400 kN – 3000 kN (Dalej nie kontynuowano badań ze względów bezpieczeństwa-zerwanie kabla).

Pomiary poślizgów badanego ustroju sprężającego w obu zakotwieniach (czynnym i biernym) mierzono jako różnicę między przemieszczeniem wskaźników na linie w stosunku do szczęk zakotwienia. Ze względów bezpieczeństwa przemieszczeń nie mierzono powyżej siły 2700 kN. Na rys. 9 pokazano rozmieszczenie indywidualnych czujników siły TS20.

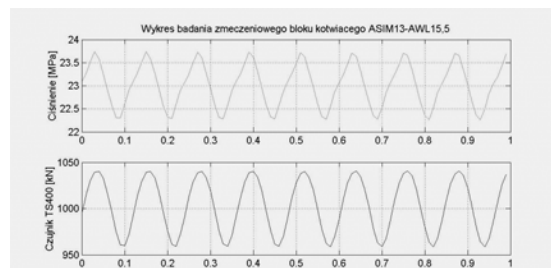


Rys. 9. Widok rozmieszczania indywidualnych czujników siły podczas badania równomierności naciągu bloku kotwiącego ASIM13-AWL15,5



Rys. 10. Wykres równomierności naciągu bloku kotwiącego ASIM13-AWL15,5

Wyniki pomiarów równomierności naciągu przedstawiono na rys. 10. Przy sile dopuszczalnej dla cięga wg normy PN-71/M-80236 oraz PNE-10040 ($0,77 P_{mk}=2700$ kN), średni poślizg w zakotwieniu wynosił: $a_{pb}=4,5$ mm. Poślizg zmierzony w zakotwieniach przy maksymalnej sile, przy której prowadzono pomiar, nie przekraczał 5 mm. Na podstawie przeprowadzonych badań zakotwień ASIM13-AWL15,5 można stwierdzić, że zakotwienia prawidłowo przenoszą siły znacznie większe niż dopuszczalne wg normy PN-71/M-80236 oraz PNE-10040, rozrzut siły w pojedynczym cięgu kabla nie przekraczał $\pm 5\%$, poślizgi w zakotwieniach, przy siłach dopuszczalnych nie przekraczają wartości 5 mm. Przykładowe przebiegi ciśnienia w siłowniku pulsatora oraz siły w cięgach uzyskane w czasie badań zmęczeniowych bloku ASIM13-AWL15,5 przedstawiono na rys. 11.



Rys. 11. Przykładowe wyniki badań zmęczeniowych bloku 13 cięgowego

Badania zmęczeniowe zakotwień ASIM13-AWL15,5 przerwano po osiągnięciu $2 \cdot 10^6$ cykli. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że zakotwienia prawidłowo przenoszą siły dynamiczne dopuszczalne wg normy PN-71/M-80236 oraz PN-S-10040. Nie zaobserwowano żadnych oznak zmęczenia, pęknięcia lub wykruszania materiału zarówno bloku kotwiącego jak i szczęk. Rozrzut siły w pojedynczym ciągnięciu kabla nie przekraczał $\pm 5\%$ oraz poślizgi w zakotwieniach przy siłach dopuszczalnych nie przekraczają wartości 0,5 mm.

2.6. Wykorzystanie systemu ASIN-KPRM w procesie weryfikacji programu sprężania

Odpowiednia baza narzędziowa i pomiarowa systemu ASIN-KPRM umożliwia przeprowadzanie skomplikowanych badań ustrojów sprężających jak również wykonywanie pomiarów i weryfikacji programów sprężania na budowanych obiektach mostowych.

Opracowanie planu sprężania dla realizowanego obiektu mostowego spoczywa na barkach projektanta, który przygotowuje tak zwany „program sprężania”. Jest to bardzo ważny dokument, w którym zawarte są wszystkie potrzebne dane umożliwiające bezpieczne sprężenie konstrukcji. Określa on siłę sprężającą i odpowiadające jej wydłużenia kabli oraz podstawowe parametry materiałowe takie jak: rodzaj kabli sprężających, parametry betonu, kolejność naciągu kabli, rodzaj i sposób wykonywanych pomiarów.

Zgodnie z polską normą PN-EN-10040 wymagania dotyczące sprężania można uznać za spełnione, jeżeli siły sprężające wprowadzone w konstrukcję różnią się od wymaganych nie więcej niż 5% a różnice między rzeczywistymi a przewidywanymi wydłużeniami kabli nie mogą być większe niż 10%. W przypadku stwierdzenia większych różnic należy przerwać sprężanie oraz określić i usunąć przyczynę rozbieżności. Dlatego też w czasie sprężania konstrukcji należy obowiązkowo dokonywać pomiaru wydłużenia kabla, po osiągnięciu siły odpowiadającej 20, 40 60, 80, 100% siły sprężającej.

W większości przypadków niedotrzymanie tych parametrów związane jest z nieprawidłowym przyjęciem współczynników tarcia występującego w ustroju sprężającym.

W systemie ASIN-KPRM do przeprowadzenia weryfikacji programu sprężania wykorzystywany jest specjalny tensometryczny czujnik siły TS 1000 o zakresie pomiarowym 10000 [kN] i klasie dokładności 1 oraz mikroprocesorowy wzmacniacz pomiarowy typu Spider 8 firmy Hottinger GmbH.

Proces weryfikacji polega na sprężeniu wybranego przez projektanta kabla do siły projektowej bez zakatwiania lin w blokach kotwiących (istnieje wówczas możliwość „odpuszczenia” siły do wartości zerowej bez

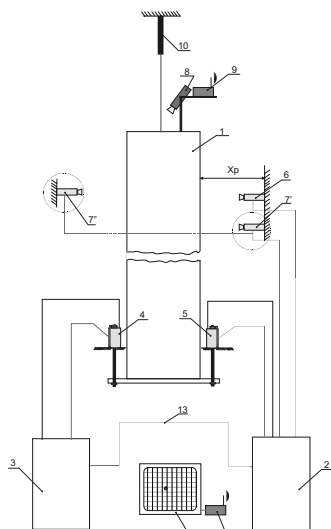
jakichkolwiek konsekwencji dla konstrukcji). Podczas sprężania kabla mierzymy siłę sprężającą po obu stronach budowanego segmentu oraz wydłużenie kabla. Postępując w ten sposób możemy łatwo sprawdzić czy przyjęte w obliczeniach współczynniki tarcia kabli sprężających o ścianki kanału są zgodne z rzeczywistymi wartościami. Dzięki temu projektant stwierdzi na ile dokładnie przewidział charakterystykę obiektu i ma możliwość skorygowania swoich obliczeń, czyli ustalenia nowej siły sprężającej, jeszcze przed fazą ostatecznego sprężenia konstrukcji. Metoda ta jest bardzo przydatna w ocenie jakości procesu sprężania konstrukcji w początkowej fazie realizacji obiektu.



Rys.12. Czujnik siły zamocowany na obiekcie podczas weryfikacji

2.7. System nasuwania konstrukcji mostowych ASIN KPRM

W skład technologii ASIN-KPRM wchodzi również prototypowy, zautomatyzowany system nasuwania konstrukcji mostowych. Składa się on z urządzeń wykonawczych, agregatów zasilających i zespołu czujników pomiarowych odpowiadających za ciągłą kontrolę trajektorii nasuwanej konstrukcji. W urządzeniach systemu ASIN-KPRM zastosowano po raz pierwszy technikę cyfrową, która umożliwia realizację programową (a nie sprzętową) algorytmów pracy agregatu i urządzeń wykonawczych oraz pozwala na szybką modyfikację realizowanych algorytmów bez zmiany elementów tworzących układ. Schemat ideowy automatycznego sterowania nasuwaniem konstrukcji mostowych przedstawiono na rys.13.



Rys. 13. Schemat ideowy systemu automatycznego nasuwania konstrukcji mostowych

Konstrukcja mostowa (1) nasuwana jest przy pomocy dwóch urządzeń napinająco-transportujących (4, 5) zasilanych i sterowanych z agregatów napędowo sterowniczych (2, 3). Agregaty połączone są ze sobą przy pomocy dwużyłowej skrętki (13). W układzie automatyki zastosowano sprzężenie zwrotne od bocznego przemieszczenia konstrukcji mostowej. W tym celu do nieruchomej podpory przymocowano ultradźwiękowy przetwornik przemieszczenia (6). W związku z tym, że przy sterowaniu automatycznym sprzężenie zwrotne odgrywa bardzo istotną rolę w układzie wprowadzono dodatkowy przetwornik przemieszczenia (7). Obydwa przetworniki mogą być zamocowane po tej samej (7') lub po przeciwnych stronach mostu (7''). Sposób zamocowania przetworników zależy od usytuowania podpór i kształtu nasuwanej konstrukcji.

Najbardziej korzystne dla bezpieczeństwa procesu nasuwania jest umieszczenie przetworników na dwóch podporach. Pozwala to na wykrycie ewentualnych odchyłek wynikających z ugięcia lub uszkodzenia podpór. W szczególnych warunkach możliwe jest zastosowanie trzech przetworników w konfiguracji jak na rysunku. Umożliwi to uwzględnienie w algorytmie sterowania niedokładności wykonania nasuwanej konstrukcji jak np. zmiany szerokości mostu w funkcji jego długości.

Dla dodatkowego zabezpieczenia w systemie zastosowano kontrolę położenia czoła mostu. W tym celu na nieobciążonej podporze zainstalowany jest nadajnik wiązki laserowej (10) w paśmie światła widzialnego (czerwone). Wiązka światła pada na tarczę umieszczoną na czole mostu. Ze względu na znaczne odległości czoła mostu od stanowiska operatora agregatów obraz plamki lasera na tarczy filmowany jest kamerą przemysłową (8) zainstalowaną na czole mostu i przekazywany drogą radiową (9, 11) do monitora (12) zainstalowanego

na stanowisku operatora. Umożliwia to kontrolę działania systemu automatycznego sterowania.

3. REALIZACJE OBIEKTOWE

System sprężania ASIN-KPRM został wdrożony w wielu zakładach produkcyjnych zajmujących się prefabrykacją sprężanych elementów strunobetonowych. Najważniejszym jednak efektem jest realizacja wielu obiektów mostowych na terenie całej Polski.

- Nasuwanie wiaduktu w Starachowicach (1998-1999 r.)
- Budowa wiaduktu w Zabrzu (1998 r.)
- Budowa wiaduktu w Jeleniej Górze (1999 r.)
- Sprężanie wiaduktu w Chabówce, rehabilitacja poprzez sprężenie kablami zewnętrznymi (jeden z najdłuższych ustrojów sprężających w Europie) 2001 r., zastosowano po raz pierwszy na świecie system sprężania przestrzennego w układzie 4 urządzeń sprężających,
- Budowa wiaduktu w ul. ks. Popiełuszki w Warszawie (2001 r.)
- Budowa wiaduktu kolejowego w Bolesławcu (2001 r.)
- Most Zwierzyniecki w Krakowie,
- Dojazdowa Trasa Średnicowa w Katowicach, (2001-2002 r.)
- Budowa węzła komunikacyjnego „Wielicka” w Krakowie, (2002-2003 r.)
- Wiadukt nad autostradą A-4 Wd-26,
- Wiadukt nad autostradą A-4 Wd-27
- Wiadukt nad autostradą A-4 Wd-28
- Wiadukt nad ulicą Kosocicką w Wieliczce Wd-30
- Most przez rzekę Serafa w ciągu autostrady A-4 MA-34
- Tunel drogowy nad ulicą Kosocicką Wd-29

4. PODSUMOWANIE

System ASIN-KPRM dzięki opracowaniu nowych urządzeń napinająco-transportujących UNTM-13 oraz agregatów nowej generacji UHF-ASIM-10/7.5/180 rozszerzył swoje możliwości w zakresie sprężania i nasuwania obiektów mostowych. Urządzenia UNTM-13 dzięki zastosowaniu w nich nowych, oryginalnych rozwiązań mogą być z powodzeniem stosowane do naprężania (z wysoką dokładnością) odcągów i konstrukcji wariantowych.

Agregaty UHF-ASIM-10/7,5/180 mogą współpracować w systemach rozproszonych dzięki sterownikom z modułem transmisji sieciowej LonWorks. Pozwala to na realizację złożonych operacji nasuwania obiektów mostowych. Nowoczesna baza laboratoryjna i projektowa umożliwia badania nowych rozwiązań i doskonalenie systemu. Urządzenia wchodzące w skład systemu ASIN-KPRM od fazy wyboru koncepcji aż po wykonanie i badania spełniają

wymogi UE w zakresie EN ze szczególnym uwzględnieniem norm serii ISO 14000.

System ASIN-KPRM został w latach 1998, 1999 i 2000 nagrodzony złotymi medalami na Międzynarodowych Targach „Autostrada Polska” w Kielcach.

5. LITERATURA

- [1] JURKIEWICZ A., MIGAŁA D., *Technologia sprężania i nasuwania konstrukcji mostowych ASIN-KPRM, XLV Konferencja Naukowa Problemy naukowo-badawcze budownictwa*, Tom 6 - Mosty, Krynica, wrzesień 1999.
- [2] Sprawozdanie Realizatora z etapu Projektu Celowego KBN Nr 7T07E-027 97C/3659, *Opracowanie oryginalnej technologii sprężania i nasuwania konstrukcji kablo- i struno-betonowych dla inżynierii dróg i mostów*, Kraków 1999.



Dr inż. Andrzej JURKIEWICZ ukończył studia na Wydziale Maszyn Górniczych i Hutniczych AGH w 1976r. o specjalności Automatyka i Metrologia w trybie indywidualnym z poszerzeniem o przedmioty kierunku Telekomunikacja na WEAiE AGH oraz studiów doktoranckich na Wydziale Matematyki UJ. Stopień doktora nauk technicznych uzyskał z zakresu identyfikacji obiektów wielowymiarowych z wykorzystaniem widmowych funkcji resztkowych. Jego zainteresowania naukowe obejmują zagadnienia sterowania obiektami wielowymiarowymi oraz technologią mostów sprężanych i nasuwanych. Jest autorem kilku patentów, ponad 40 artykułów w kraju i zagranicą oraz kilkudziesięciu prac dla przemysłu. Obecnie pracuje na stanowisku adiunkta w Katedrze Automatykacji Procesów WIMiR AGH.



Mgr inż. Sebastian MULARZ ukończył studia na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH w 1998 roku. Aktualnie jest asystentem w Katedrze Automatykacji Procesów na Wydziale IMiR Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Główne zainteresowania dotyczą sterowania i napędów hydraulicznych. Jest autorem kilku publikacji krajowych i międzynarodowych.

OCENA STANU OBIEKTU PODDANEGO EKSPLOATACYJNYM OBCIĄŻENIOM NA PODSTAWIE HIPOTEZY LINII STAŁYCH USZKODZEŃ ZMĘCZENIOWYCH

Józef SZALA

Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, Wydział Mechaniczny, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
al. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz

Streszczenie

W artykule przedstawiono możliwość zastosowania hipotezy sumowania uszkodzeń zmęczeniowych opartej na koncepcji linii stałych uszkodzeń do oceny stopnia uszkodzenia zmęczeniowego obiektu w warunkach obciążeń eksploatacyjnych. Z literatury znane są przypadki zastosowań liniowych hipotez sumowania uszkodzeń, w których stopień uszkodzenia opisywany jest stosunkiem liczby zrealizowanych cykli do liczby powodującej pęknięcie zmęczeniowe. Nowością w proponowanej metodzie jest zastosowanie nieliniowej hipotezy sumowania opartej na koncepcji linii stałych uszkodzeń, mającej uzasadnienie w wynikach badań zjawisk zmęczeniowych w metodach w warunkach obciążeń cyklicznych. Wyniki obliczeń zweryfikowano wynikami badań doświadczalnych.

Słowa kluczowe: eksploatacja, diagnostyka, zmęczeniowe pękanie, monitorowanie uszkodzenia.

EVALUATION OF THE STATE OF AN OBJECT UNDER SERVICE LOADING ON THE BASIS OF HYPOTHESIS OF CONSTANT FATIGUE DAMAGE LINES

Summary

In the article there was presented possibility of application of fatigue damage accumulation hypothesis based on the idea of the constant damage line for evaluation of the level of fatigue damage of the object in conditions of service loading. From the literature there are known examples of application of line damage accumulation hypothesis, where the level of damage is described as a relation of the number of realized cycles and the number causing a fatigue crack. The novelty in the proposed method is the application of non-linear hypothesis of accumulation based on the idea of constant damage lines, that has its grounds in results of metal fatigue tests in conditions of cyclic loading. Results of calculations were verified by results of experimental tests.

Keywords: operation, diagnostics, fatigue cracking, damage monitoring.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- a_i – współczynnik kierunkowy w opisie wykresu zmęczeniowego (a_g), linii stałych uszkodzeń (a_i) oraz linii początkowego uszkodzenia (a_0),
- b_i – wyraz wolny w opisie wykresu zmęczeniowego (b_g), linii stałych uszkodzeń (b_i) oraz linii początkowego uszkodzenia (b_0),
- D – stopień uszkodzenia zmęczeniowego,
- i – oznaczenie poziomu naprężenia ($i = 1, 2, \dots, k$),
- k – liczba poziomów naprężeń uwzględniana w analizie,
- LSU – oznaczenie hipotezy sumowania uszkodzeń opartej na koncepcji linii stałych uszkodzeń zmęczeniowych,
- N – liczba cykli sinusoidalnych naprężeń o stałej amplitudzie do pęknięcia zmęczeniowego,
- N_c – całkowita liczba cykli do pęknięcia zmęczeniowego dla naprężeń o zmiennych amplitudach (program naprężeń) lub naprężeń losowych,
- n – liczba cykli sinusoidalnych naprężeń o stałej amplitudzie,

- n_0 – sumaryczna liczba cykli w okresie programu naprężeń,
- n_{oi} – liczba cykli w okresie programu naprężeń odpowiadająca i -temu poziomowi amplitudy naprężeń σ_{ai} ,
- PM – oznaczenie liniowej hipotezy sumowania uszkodzeń zmęczeniowych,
- λ – liczba powtórzeń okresu programu o liczbie cykli n_0 do pęknięcia zmęczeniowego,
- σ_a – amplituda naprężenia w MPa,
- σ_{ai} – amplituda naprężenia odpowiadająca i -temu poziomowi w programie naprężeń w MPa.

1. WPROWADZENIE

Trwałość zmęczeniowa elementów konstrukcyjnych zależy od przebiegu procesu zmęczenia, na który wpływa wiele czynników eksploatacyjnych z jednej strony i własności zmęczeniowe obiektu (odporność na zmęczenie) z drugiej strony.

Diagnozowanie złożonych obiektów ze względu na zmęczeniowe pękanie jest trudne, ponieważ mogą wystąpić: jednoogniskowe pęknięcia, wieloogniskowe pęknięcia w jednym elemencie i wieloogniskowe pęknięcia w wielu elementach [1]. W tym ostatnim przypadku wyznacza się mapy pęknięć zmęczeniowych. Przykładem danych do opracowania takiej mapy może być wynik inspekcji pęknięć zmęczeniowych kadłuba statku opisany w pracy [2].

Zmęczeniem nazywa się złożony splot zjawisk występujących w materiale, który poddany jest obciążeniom cyklicznym, zależnych od wartości i czasu trwania (lub liczby cykli) tego obciążenia [3].

W początkowej fazie proces ten obejmuje zjawiska lokalne (w mikro objętościach materiału), w końcowych fazach prowadzi do „globalnych” zniszczeń. Z uwagi tej wynika, że diagnozowanie obiektu ze względu na wystąpienie pęknięć zmęczeniowych wymaga wyznaczenia stref inicjacji pęknięć, następnie śledzenia zjawisk zmęczeniowych w materiale w tych strefach. Ze względu na brak ścisłego i uniwersalnego opisu procesu zmęczenia w praktyce stosuje się fenomenologiczne opisy zwane hipotezami sumowania uszkodzeń zmęczeniowych. Monograficzne opisy hipotez sumowania uszkodzeń zmęczeniowych znaleźć można w pracach [4] i [5].

Zakres tego artykułu obejmuje opis możliwości oceny stopnia uszkodzenia materiału w strefach zmęczeniowego pękania i koncepcję układu do monitorowania stanu obiektu ze względu na zmęczeniowe pękanie.

W znanych opisach tego rodzaju układów stosowana jest liniowa hipoteza sumowania uszkodzeń zmęczeniowych (PM). W niniejszym artykule zastosowano hipotezę opartą na koncepcji linii stałych uszkodzeń (LSU) w ujęciu naprężeniowym, które odpowiada zakresowi tzw. wysokocyklowej trwałości zmęczeniowej. Podobne opisy hipotez w ujęciu odkształceniowym i energetycznym [5] można zastosować dla zakresów tzw. niskocyklowej trwałości zmęczeniowej.

2. SFORMUŁOWANIE PROBLEMU

2.1. Uwagi ogólne

Najstarszą hipotezą sumowania uszkodzeń zmęczeniowych jest liniowa hipoteza sformułowana przez A. Palmgrena w roku 1924 dla obliczeń łożysk tocznych, w których pod wpływem zmiennych naprężeń kontaktowych występowało zmęczenie powierzchniowe [7].

Rozwinięcia hipotezy liniowej, a przede wszystkim podania jej opisu w ujęciu energetycznym dokonał M.A. Miner w roku 1945. Od tego czasu zwana jest hipotezą Palmgrena-Minera (PM).

W punkcie tym przytoczony zostanie krótki opis tej hipotezy, ponieważ:

- jest ona powszechnie stosowana ze względu na prostotę opisu procesu sumowania uszkodzeń,

- w literaturze znaleźć można szeroki opis jej doświadczalnej weryfikacji [9],
- na jej bazie budowane są testy w diagnostyce elementów maszyn i elementów konstrukcyjnych zagrożonych w warunkach eksploatacji pęknięciami zmęczeniowymi.

Z wymienionych względów jest ona często stosowana w analizie porównawczej w stosunku do innych hipotez i w takim charakterze zastosowana będzie w niniejszej pracy.

Główne krytyczne uwagi formułowane na jej temat dotyczą tego, że ma ona słabe uzasadnienie fizyczne. Spośród znanych hipotez sumowania uszkodzeń zmęczeniowych uwzględniających w różnym stopniu proces zmęczenia przyjęto, do analizy podstawowych zagadnień w prezentowanej pracy, hipotezę opartą na koncepcji linii stałych uszkodzeń (LSU), której założenia podał S. Subramanyan [9], a zasadnicze rozwinięcie i definicję linii stałych uszkodzeń podał autor w pracy [10].

2.2. Liniowa hipoteza sumowania uszkodzeń zmęczeniowych (PM)

W warunkach stałoamplitudowych, sinusoidalnych naprężeń, proces sumowania uszkodzeń zmęczeniowych może być opisany funkcją:

$$D_n = f(n), \quad (1)$$

dla której przyjmuje się, że

$$D_0 = f(0) = 0 \quad \text{ i } \quad D_N = f(N) = 1,0, \quad (2)$$

gdzie:

N – liczba cykli do zniszczenia zmęczeniowego (w zależności od przyjętego kryterium: do całkowitego pęknięcia lub pojawienia się dostrzegalnego makropęknięcia zmęczeniowego),
 n – liczba cykli naprężeń; $n \leq N$.

W liniowych hipotezach zakłada się, że w przypadku stałoamplitudowego naprężenia każdy cykl, niezależnie od fazy procesu, w jednakowym stopniu przyczynia się do uszkodzenia, tzn. że uszkodzenie jest liniową funkcją liczby cykli

$$D_n = \frac{n}{N}. \quad (3)$$

Ilustrację graficzną wzorów od (1) do (3) przedstawiono na rys. 1a. Dla przykładu naprężeniu sinusoidalnemu o amplitudzie σ_{a1} odpowiada liczba N_1 cykli do pęknięcia zmęczeniowego odczytana lub obliczona z wykresu zmęczeniowego Wöhlera. Podobnie amplitudzie σ_{a2} odpowiada liczba cykli N_2 . Dla tego samego uszkodzenia $D_{n1} = D_{n2}$ na poziomach amplitud naprężenia σ_{a1} i σ_{a2} należy zrealizować n_1 i n_2 liczby cykli, natomiast stosunki n_1/N_1 i n_2/N_2 z definicji są jednakowe. Wykresy te w układzie wartości względnych pokazano na rys. 1b.

W przypadku wielostopniowego programu naprężeń pęknięcie zmęczeniowe nastąpi, jeżeli spełniony zostanie warunek

$$D_{N_c} = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1,0. \quad (4)$$

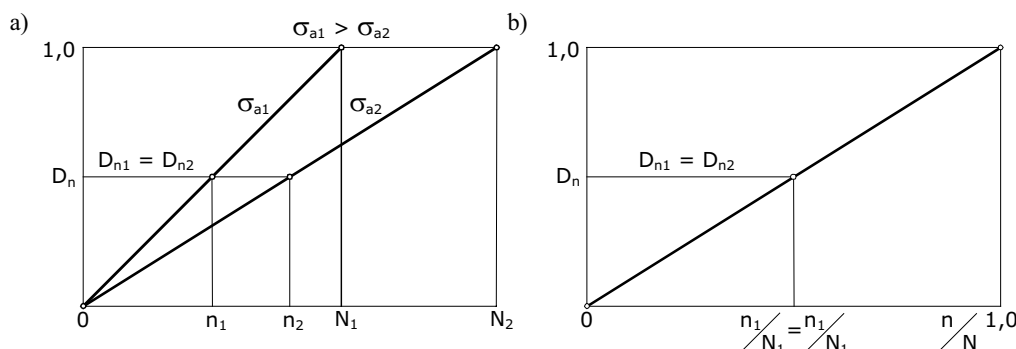
Podobnie dla ciągłego rozkładu amplitud

$$D_{N_C} = \int_{\sigma_{a \min}}^{\sigma_{a \max}} \frac{dn}{N(\sigma_a)} = 1,0 \quad (5)$$

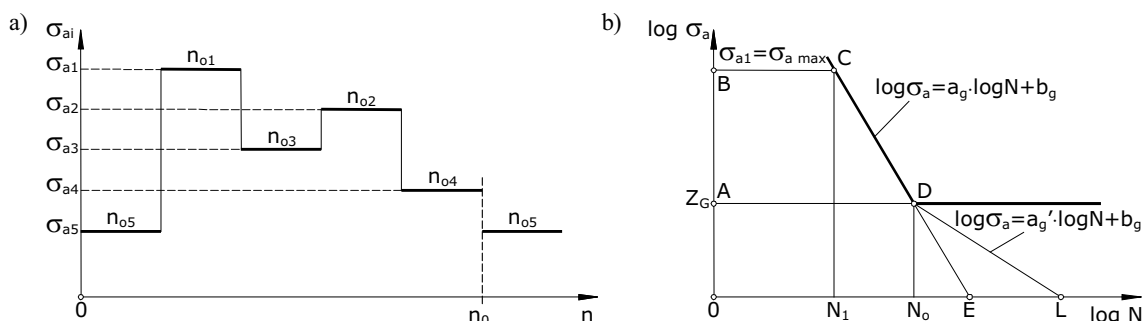
W klasycznej hipotezie PM przyjmuje się, że w procesie sumowania uszkodzeń zmęczeniowych biorą udział stopnie naprężeń od 1 do k o wartościach amplitud nie mniejszych od granicy zmęczenia $\sigma_{a \min} \geq Z_G$. Ilustrację graficzną zastosowania hipotezy PM dla wielostopniowego widma naprężenia pokazano na rys. 2. Na schemacie programu naprężeń (rys. 2a) pokazano przykładowo losowe następstwo stopni: 5, 1, 3, 2 i 4 o odpowiednich wartościach amplitud naprężenia: σ_{a5} , σ_{a1} ,

σ_{a3} , σ_{a2} i σ_{a4} , którym odpowiadają liczby cykli w programie: n_{05} , n_{01} , n_{03} , n_{02} i n_{04} oraz liczby cykli do pęknięcia zmęczeniowego: N_5 , N_1 , N_3 , N_2 i N_4 . Program naprężeń opracowywany jest na podstawie pomiarów na ograniczonym odcinku pomiarowym lub ograniczonym czasie pomiaru. Temu odcinkowi pomiarowemu odpowiada sumaryczna liczba cykli

$$n_o = \sum_{i=1}^k n_{oi} \quad (6)$$



Rys. 1. Ilustracja graficzna liniowej hipotezy sumowania uszkodzeń zmęczeniowych Palmgren – Minera (PM): a) wykresy uszkodzeń dla różnych wartości amplitudy naprężeń ($\sigma_{a1} > \sigma_{a2}$), b) wykresy uszkodzeń w układzie wartości względnych



Rys. 2. Ilustracja graficzna zastosowania hipotezy PM do obliczeń stopnia uszkodzenia w przypadku wielostopniowego widma naprężeń: a) schemat fragmentu widma naprężeń, b) wykres zmęczeniowy Wöhlera

Program tak opracowany, zwany także blokiem naprężeń, w badaniach lub obliczeniach powtarza się λ razy do pęknięcia zmęczeniowego, czyli trwałość zmęczeniowa w liczbie cykli równa się

$$N_C = \lambda \cdot n_o = \sum_{i=1}^k n_{oi} \quad (7)$$

Według hipotezy PM, sumowanie uszkodzeń zmęczeniowych zachodzi w obszarze pod wykresem zmęczeniowym wyznaczonym punktami ABCD (rys. 2b).

Z licznych badań w warunkach naprężeń programowanych (programy blokowe) i stochastycznych wynika, że naprężenia poniżej granicy zmęczenia mają także wpływ na sumowanie uszkodzeń zmęczeniowych, zwłaszcza w końcowej

fazie procesu zmęczenia [11].

Wpływ ten uwzględniono przez modyfikację wykresu zmęczeniowego przedłużając gałąź ograniczonej wytrzymałości CD poniżej granicy zmęczenia CDE lub modyfikując jej przebieg – linia CDL. Tego rodzaju modyfikacje powiększają odpowiednio obszar, w którym zachodzi sumowanie uszkodzeń odpowiednio do obszarów wyznaczonych punktami: w pierwszym przypadku OABCDE w drugim przypadku OABCDL.

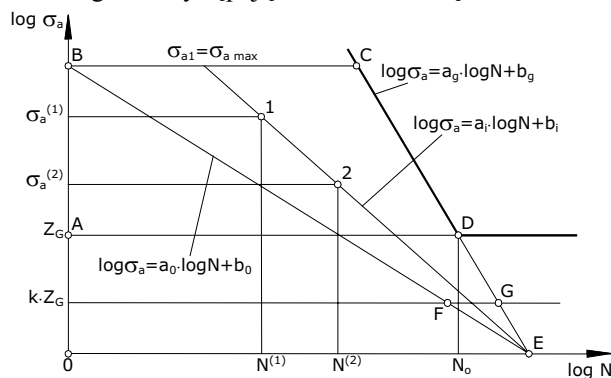
2.3. Hipoteza oparta na koncepcji linii stałych uszkodzeń zmęczeniowych (LSU)

W opisach procesu zmęczenia zamieszczonych w pracach [3], [6] i [12] pole pod wykresem Wöhlera (pole uszkodzeń zmęczeniowych) podzie-

lono liniami odpowiadającymi występowaniu określonych zjawisk zmęzeniowych: od pojawienia się pierwszych poślizgów do linii odpowiadającej stanowi granicznemu, w zależności od przyjętego kryterium zniszczenia, makropęknięciu lub całkowitemu złomowi. Linie te są podstawą określenia linii stałych uszkodzeń, z których wynika, że określony stopień uszkodzenia obiektu określa punkt w polu uszkodzeń, którego położenie zależy od poziomu naprężeń zmęzeniowych i liczby cykli tego naprężenia. Linia stałego uszkodzenia zmęzeniowego jest miejscem geometrycznym tych punktów (rys. 3).

Na podstawie analizy wyników badań opisanych w pracach [3] i [6] przyjęto następujące założenia:

- linie stałych uszkodzeń w układzie współrzędnych $\log N$, $\log \sigma_a$ są prostymi przecinającymi się w jednym punkcie E (rys. 3), w którym linia graniczna (wykres Wöhlera) przecina oś odciętych,
- pole uszkodzeń zmęzeniowych ograniczone jest liniami: stanu początkowego (BE), którą można interpretować jako linię Frencha [13], linią (BC) odpowiadającą $\sigma_{a1} = \sigma_{a \max} = \text{const}$, linią CG (wykres Wöhlera) wyznaczającą stan graniczny (pęknięcie zmęczeniowe), linią (FG) określającą poziom naprężenia $\sigma_{ad} = k \cdot Z_G = \text{const}$, poniżej którego nie występują uszkodzenia zmęczeniowe.



Rys. 3. Ilustracja graficzna opisu linii stałych uszkodzeń zmęzeniowych

Zgodnie z założeniami hipotezy, stopień uszkodzenia odpowiadający naprężeniu o amplitudzie $\sigma_a^{(1)}$ po $N^{(1)}$ cyklach sinusoidalnych wyznacza na rys. 3 punkt 1. Ten sam stopień uszkodzenia zachodzi w warunkach naprężenia stałoamplitudowego o wartości $\sigma_a^{(2)}$ po zrealizowaniu $N^{(2)}$ cykli – punkt 2, a linia stałego uszkodzenia opisana jest funkcją:

$$\log \sigma_a = a_i \cdot \log N + b_i \quad (8)$$

Odpowiednio linia stanu początkowego ma postać

$$\log \sigma_a = a_0 \cdot \log N + b_0 \quad (9)$$

oraz linia stanu granicznego ma postać

$$\log \sigma_a = a_g \cdot \log N + b_g \quad (10)$$

gdzie:

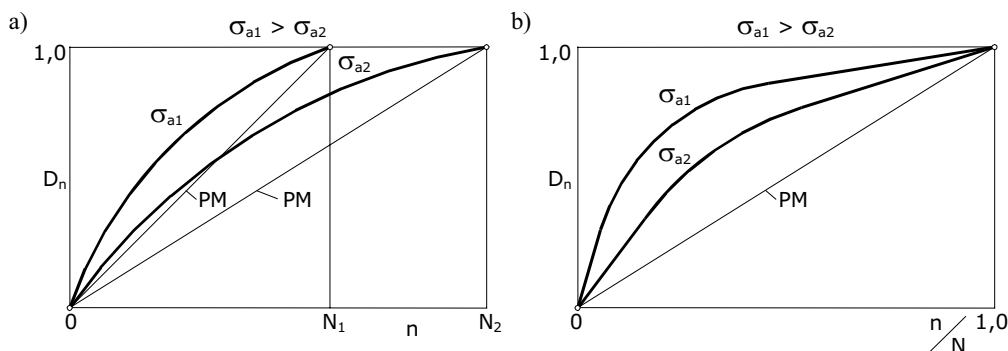
- a_i – współczynniki kierunkowe linii stałych uszkodzeń,
- a_0 – współczynnik kierunkowy linii stanu początkowego,
- a_g – współczynnik kierunkowy linii stanu granicznego,
- b_i, b_0, b_g – odpowiednie wyrazy wolne.

Istotnym elementem opisu procesu sumowania uszkodzeń jest zdefiniowanie stanu uszkodzenia, który dla hipotezy PM opisany jest wzorem (3). W przypadku hipotezy LSU stan ten opisany jest następująco

$$D_i = \frac{a_i - a}{a_g - a_0}, \quad (11)$$

co dla stanu początkowego daje $D_0 = 0$, a dla stanu granicznego $D_N = 1,0$. Wykres uszkodzenia w funkcji liczby cykli dla stałoamplitudowego naprężenia sinusoidalnego pokazano na rys. 4.

Dla porównania na wykresach pokazano linie odpowiadające liniowej hipotezie PM. Z rys. 4 wynika, że opisywana hipoteza jest hipotezą nieliniową, a uszkodzenie zmęczeniowe zależy nie tylko od liczby cykli obciążenia, a także silnie zależy od wartości amplitudy naprężeń.

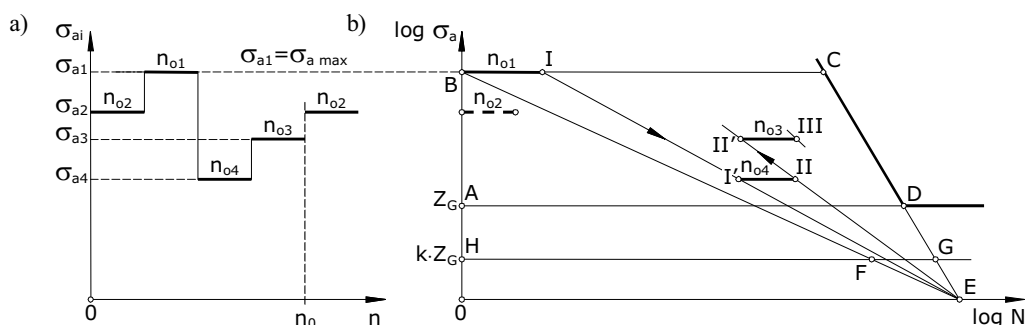


Rys. 4. Ilustracja graficzna hipotezy sumowania uszkodzeń zmęzeniowych opartej na koncepcji linii stałych uszkodzeń:

- a) zależność uszkodzenia od liczby cykli sinusoidalnych o stałej amplitudzie,
- b) zależność uszkodzenia od względnej liczby cykli; PM – linie odpowiadające hipotezie PM

Ilustrację graficzną zastosowania hipotezy (LSU) dla wielostopniowego programu naprężeń pokazano na rys. 5. Podobne postępowanie ma miejsce w

przypadku losowej zmienności wartości naprężeń, co odpowiada stochastycznym obciążeniom eksploatacyjnym.



Rys. 5. Graficzna ilustracja zastosowania hipotezy (LSU) dla naprężeń wielostopniowych:
a) fragment widma naprężeń, b) schemat sumowania uszkodzeń

Po zrealizowaniu pierwszego stopnia o amplitudzie σ_{a2} i liczbie cykli n_{o2} w materiale elementu konstrukcyjnego nie wystąpiło uszkodzenie zmęczeniowe. Następny stopień o wartości amplitudy σ_{a1} i liczbie cykli n_{o1} spowodował uszkodzenie odpowiadające punktowi I, który z punktem E wyznacza linię stałych uszkodzeń (IE). Kolejny stopień naprężeń w programie σ_{a4} wyznacza punkt I' o tym samym uszkodzeniu co I i od niego następuje realizacja n_{o4} cykli, wyznaczając punkt II, który leży na linii uszkodzeń (IIE). Realizacja n_{o3} cykli naprężeń o amplitudzie σ_{a3} rozpoczyna się od punktu II' wyznaczając kolejny punkt III w obszarze uszkodzeń. Graniczny stan uszkodzenia wystąpi gdy kolejny stopień naprężeń σ_{ai} o pojemności n_{oi} przekroczy linię graniczną (wykres Wöhlera).

Trwałość zmęczeniowa elementu konstrukcyjnego jest sumą cykli zrealizowanych do osiągnięcia linii stanu granicznego (CE) uwzględniając także te cykle, które nie spowodowały uszkodzenia zmęczeniowego (w przytoczonym przykładzie cykle n_{o2})

$$N_C = \lambda \cdot n_o + \sum_{i=1}^r n_{oi}, \quad (12)$$

gdzie:

n_o – liczba cykli w bloku naprężeń,

λ – liczba pełnych powtórzeń bloku naprężeń do osiągnięcia stanu krytycznego,

n_{oi} – liczba cykli na i-tym stopniu naprężeń w bloku programu, który nie spowodował przyrostu uszkodzenia,

r – liczba stopni naprężeń nie powodujących przyrostu uszkodzenia.

Dla każdego punktu I, II, ..., K można określić ze wzoru (11) stopień uszkodzenia D.

Należy podkreślić, że w przytoczonym przykładzie stopień o amplitudzie σ_{a2} i liczbie cykli n_{o2} tylko w pierwszym powtórzeń bloku naprężeń nie spowodował uszkodzenia, we wszystkich następnych bierze on czynny udział w sumowaniu uszkodzeń zmęczeniowych.

Analizując przebieg sumowania uszkodzeń według schematu pokazanego na rys. 5 łatwo stwierdzić, że na przebieg tego procesu wpływa kolejność (sekwencja) stopni naprężeń, co jest zgodne z wynikami doświadczeń opisanych w pracach [14] i [15].

3. WERYFIKACJA DOŚWIADCZALNA

Możliwość zastosowania hipotezy linii stałych uszkodzeń zmęczeniowych do oceny stanu uszkodzenia zmęczeniowego elementu maszynowego poddano weryfikacji poprzez porównanie wyników obliczeń trwałości zmęczeniowej z wynikami badań eksperymentalnych.

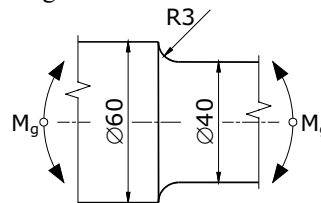
3.1. Obiekt badań

Obiektem badań była oś wykonana ze stali 45 (rys. 6) o następujących własnościach mechanicznych: $R_m = 776 \text{ MPa}$, $R_e = 400 \text{ MPa}$, $Z_{g0} = 165,5 \text{ MPa}$.

Wykres zmęczeniowy graniczny ma następującą postać

$$\log \sigma_a = -0,2191 \cdot \log N + 3,4929. \quad (13)$$

Oś w warunkach eksploatacji podlega obrotowemu zginaniu.



Rys. 6. Schemat czopa osi

3.2. Obciążenie eksploatacyjne

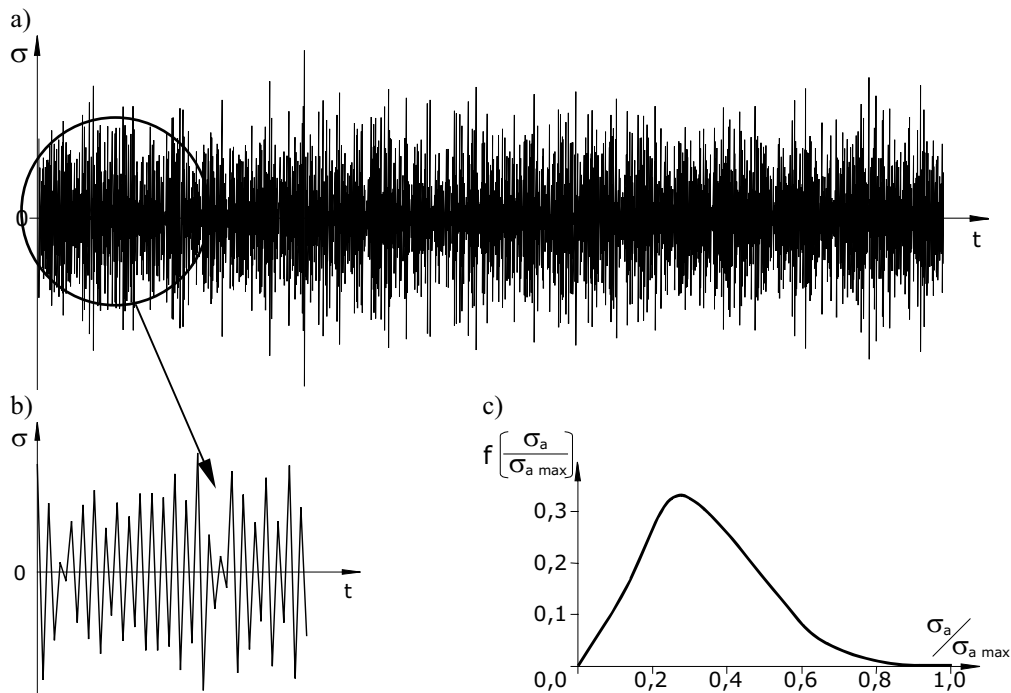
Obciążenie eksploatacyjne pokazano na rys. 7a oraz 7b. Rozkład amplitud (rys.7c) opisany jest rozkładem Rayleigha

$$f\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{a \max}}\right) = 20 \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{a \max}} \cdot \exp\left[-10 \cdot \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{a \max}}\right)^2\right]. \quad (14)$$

3.3. Wyniki badań doświadczalnych

Osie podano obrotowemu zginaniu zgodnie z obciążeniem opisanym wzorem (14) na różnych poziomach wartości maksymalnej amplitudy $\sigma_{a \max}$. Rejestrując sumaryczną liczbę cykli do pęknięcia uzyskano zbiór punktów wyznaczający wykres trwałości zmęczeniowej, który w układzie współrzędnych $\log \sigma_{a \max}$, $\log N_C$ jest linią prostą opisaną funkcją:

$$\log \sigma_{a \max} = -0,167 \cdot \log N_C + 3,393. \quad (15)$$



Rys. 7. Fragment losowego obciążenia eksploatacyjnego (a) wraz z powiększeniem (b) oraz rozkładem amplitud obciążenia (c)

3.4. Obliczenia trwałości zmęczeniowej

Zgodnie z opisem hipotezy linii stałych uszkodzeń podanym w punkcie 2 dla takich samych warunków przeprowadzono obliczenia trwałości zmęczeniowej osi.

Do obliczeń przyjęto:

- linię graniczną zgodnie z wzorem (13),
- linię uszkodzenia początkowego w postaci

$$\log \sigma_a = -0,175 \cdot \log N + 2,793, \quad (16)$$
- napężenie $\sigma_{ad} = k \cdot Z_G = 0,4 \cdot 165,5 = 66,2 \text{ MPa}$.

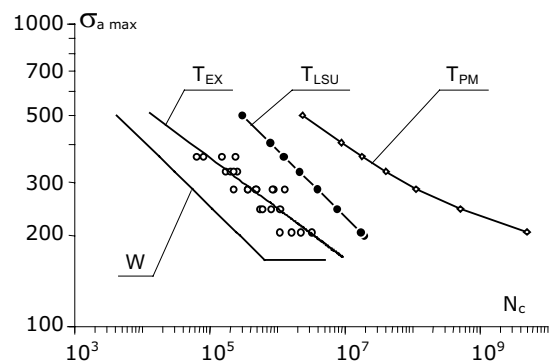
Wyniki obliczeń w postaci zbioru punktów wyznaczają obliczeniowy wykres trwałości analizowanej osi w postaci:

$$\log \sigma_{a \max} = -0,225 \cdot \log N_c + 3,934. \quad (17)$$

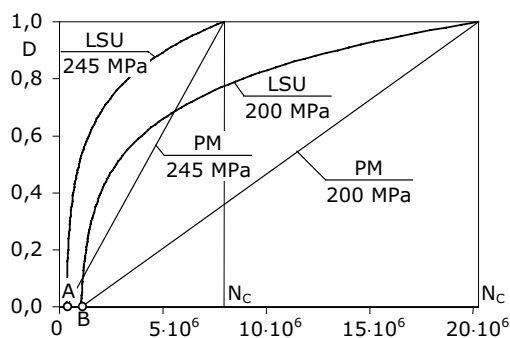
Wykres ten na tle wykresu wyznaczonego w badaniach zmęczeniowych pokazano na rys. 8. Ponadto na tym rysunku zamieszczono dla porównania wykresy: zmęczeniowy Wöhlera (W) oraz wykres trwałości wyznaczony z zastosowaniem liniowej hipotezy sumowania uszkodzeń Palmgrena-Minera (PM).

Program obliczeniowy jest tak zaprojektowany, że umożliwia w dowolnym czasie odczyt wartości współczynnika uszkodzenia D z przedziału $(0,1)$ umożliwiając ocenę stanu uszkodzenia zmęczeniowego osi w dowolnym czasie. Zagadnienie to zilustrowano na rys. 9 dla dwóch wybranych poziomów naprężenia maksymalnego w przebiegu obciążenia pokazanego na rys. 7a: $\sigma_{\max} = 200 \text{ MPa}$ i $\sigma_{\max} = 245 \text{ MPa}$. Z wykresów tych wynika, co jest oczywiste, że trwałość zmęczeniowa wyrażona liczbą cykli N_c jest mniejsza dla naprężeń $\sigma_{\max}$ o większych wartościach. Początek sumowania uszkodzeń odpowiada punktom A i B odpowiednio

dla wykresów $\sigma_{\max} = 245 \text{ MPa}$ i $\sigma_{\max} = 200 \text{ MPa}$. Podobnie jak w przypadku obciążenia stałoaamplitudowego wykresy te wskazują na nieliniowy, degresywny charakter procesu sumowania uszkodzeń zmęczeniowych w przeciwieństwie do liniowego oznaczonego na rysunku jako PM.



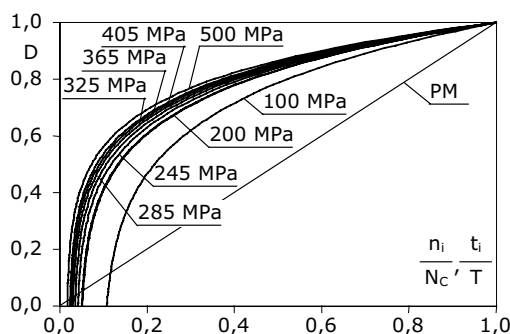
Rys. 8. Wykresy trwałości zmęczeniowej: T_{EX} - wykres wyznaczony doświadczalnie, T_{LSU} - wykres wyznaczony na podstawie wyników obliczeń według hipotezy linii stałych uszkodzeń, T_{PM} - wykres wyznaczony na podstawie wyników obliczeń wg hipotezy PM, W - wykres zmęczeniowy Wöhlera



Rys. 9. Wykresy uszkodzeń zmęczeniowych D w funkcji liczby cykli obciążenia eksploatacyjnego dla dwóch wybranych poziomów naprężenia $\sigma_{\max} = 200 \text{ MPa}$ i $\sigma_{\max} = 245 \text{ MPa}$

Dla dowolnej liczby cykli lub w dowolnym czasie można uzyskać informację o stopniu uszkodzenia monitorowanego obiektu, ponieważ każdej liczbie cykli odpowiada czas realizacji procesu lub w zależności od miary trwałości obiektu: przebieg np. w km (dla pojazdów drogowych), liczba zadań (np. dla elementów układów sterowania, maszyn o nieciągłej pracy) czy liczba lotów przyjmowana w ocenie trwałości samolotów.

Na rys. 10 przedstawiono wykresy uszkodzeń D w funkcji względnej liczby cykli n_i/N_c lub względnego czasu eksploatacji t_i/T dla wszystkich poziomów naprężeń maksymalnych z zakresu obliczeń i badań eksperymentalnych opisanych w pracy. Wykresy te wskazują na możliwość opracowania odpowiedniego układu do bieżącej oceny stopnia uszkodzenia zmęczeniowego. Koncepcja takiego układu opisana zostanie w następnym punkcie pracy.



Rys. 10. Wykresy uszkodzeń zmęczeniowych D w funkcji względnej liczby cykli obciążenia eksploatacyjnego n_i/N_c lub względnego czasu eksploatacji t_i/T

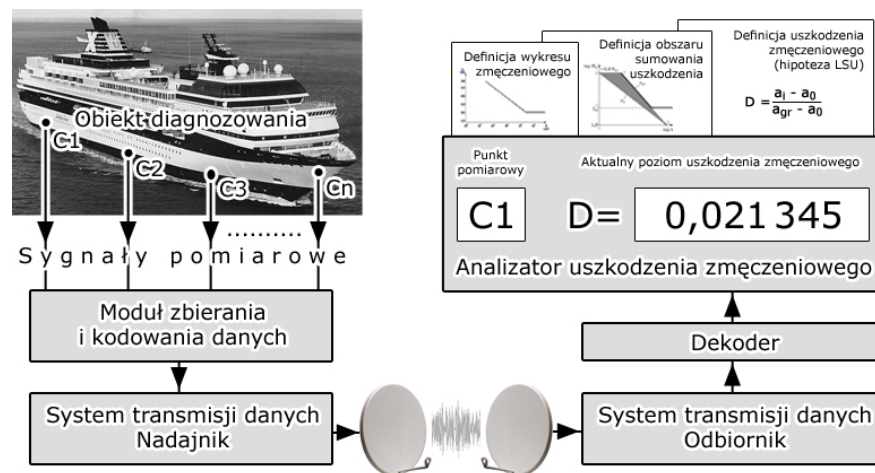
4. PODSUMOWANIE

Hipotezy sumowania uszkodzeń zmęczeniowych stosowane są przede wszystkim w obliczeniach trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych

w warunkach obciążeń losowych. Ocena ich zgodności z doświadczeniem, co wynika z poprzedniego stwierdzenia, polega także na analizie zgodności wyników obliczeń z wynikami badań trwałości zmęczeniowej. Z analizy danych literaturowych zamieszczonej w pracy [5] wynika, że stosunek wyników obliczeń i badań trwałości zmęczeniowej, zależnie od warunków obciążenia i własności zmęczeniowych obiektów badań, dla hipotezy PM waha się w skrajnych przypadkach od 0,3 do 30 razy. W przykładzie zamieszczonym w tej pracy dla hipotezy LSU wynosi średnio 2 razy, co z uwagi na złożoność procesu zmęczenia i dużą ilość czynników wpływających na jego przebieg nie jest wynikiem złym, wskazującym jednakże na konieczność dalszych poszukiwań dokładniejszych opisów procesu zmęczenia.

Celem podstawowym artykułu, jak podano w punkcie 1, jest wskazanie możliwości zastosowania hipotezy LSU do diagnozowania stanu obiektów ze względu na zmęczeniowe pękanie. Zwykle interesująca jest możliwość diagnozowania złożonych obiektów, w których występuje wieloogniskowe pękanie w wielu elementach obiektu. Ideę układu, który umożliwiałby bieżącą ocenę stopnia uszkodzenia zmęczeniowego pokazano na rys. 11. Jednym z podstawowych problemów jest wyznaczenie punktów pomiarowych w strefach inicjacji i rozwoju pęknięć zmęczeniowych. W tym celu w procesie projektowania przeprowadza się analizę wytrzymałościową metodami analitycznymi lub współcześnie powszechnie stosowanymi metodami numerycznymi (oprogramowanie MES). W obiektach eksploatowanych w dłuższych okresach czasu bardzo przydatne są wyniki inspekcji odpowiednich służb nadzoru. W wymienionych punktach umieszczane są czujniki (na rys. 11 oznaczone literami C_i , gdzie $i = 1, 2, 3, \dots, n$), z których zbiera się odpowiednie sygnały, które po odpowiednim kodowaniu transmitowane są metodami przewodowymi lub bezprzewodowymi z nadajnika do odbiornika sygnałów i dekodera. Opracowane sygnały przekazywane są do odpowiednio zaprogramowanego analizatora uszkodzeń zmęczeniowych zaopatrzonego w wyświetlacz, który dla dowolnie wybranego punktu pomiarowego wyświetla bieżący stopień uszkodzenia zmęczeniowego opisanego wzorem (11). W programie analizatora konieczne jest zdefiniowanie wykresu zmęczeniowego, obszaru sumowania uszkodzeń oraz zależności opisującej stopień uszkodzenia zmęczeniowego (w tej pracy według hipotezy LSU) dla każdego punktu pomiarowego.

Stosowanie tego rodzaju układów do oceny stanu obiektów ze względu na zmęczeniowe pękanie może w istotny sposób obniżyć koszty eksploatacji obiektów, głównie przez obniżenie kosztów napraw i bieżących inspekcji.



Rys. 11. Schemat układu do ciągłego monitorowania stopnia uszkodzeń zmęczeniowych w strefach pękania złożonego obiektu

LITERATURA

- [1] Kaniowski J., Szala J.: Analysis of Fatigue Crack Propagation in Complex Structures. ECF 14 Fracture Mechanics Beyond 2000, EMAS Publishing, 2002, pp. 101-108.
- [2] Rosochowicz K.: Problemy pękania zmęczeniowego kadłubów statków. Wydawnictwo Okrętownictwo i Żegluga, Gdańsk, 2000.
- [3] Kocańda S.: Zmęczeniowe pękanie metali. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1985.
- [4] Manson S.S., Halford G.R.: Re-Examination of Cumulative Fatigue Damage Analysis – an Engineering Perspective. Engineering Fracture Mechanics, Vol. 25, No 5/6, 1986.
- [5] Szala J.: Hipotezy sumowania uszkodzeń zmęczeniowych. Wydawnictwa Uczelniane Akademii Techniczno-Rolniczej, Bydgoszcz, 1998.
- [6] Bily M., Terentev V.: A Complete Fatigue S/N Curve. Materialprüfung 1, 1973.
- [7] Palmgren A.: Die Lebensdauer von Kugellagern. Verfahrens-technik, Berlin, 68, 1924.
- [8] Miner M.A.: Cumulative Damage in Fatigue. J. Appl. Mech., 67, 1945.
- [9] Subramanyan S.: A Cumulative Damage Rule Based on the Knee Point of the S/N Curve. Transactions of the ASME, Journal of Engineering Materials and Technology, A, 1976.
- [10] Szala J.: Sumowanie uszkodzeń zmęczeniowych w warunkach naprężeń stochastycznych i programowanych. Archiwum Budowy Maszyn, kwartalnik PAN, tom XXVIII, nr 4, 1981.
- [11] Szala J.: Wpływ naprężeń o wartościach mniejszych od nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej na trwałość zmęczeniową. BTN, seria Mechanika, 10, PWN, Warszawa-Poznań, 1978.
- [12] Szala J.: Przegląd możliwości diagnozowania obiektów technicznych ze względu na zmęczeniowe pękanie. Przegląd Mechaniczny, Nr 4/03, 2003, ss. 7-15.
- [13] Jelaska D., Glodez S., Podrug S.: Closed Form Expression For Fatigue Life Prediction At Combined HCF/LCF Loading. Facta Universitatis, Mechanics, Automatic Control and Robotics Vol.3, No 13, 2003, pp. 635 – 646.
- [14] Schijve J., Jacobs F.A., Tramp P.J.: The Effect Load Sequence on Fatigue Crack Propagation under Random Loading and Program Loading, National Aerospace Laboratory, NLR, RT 71014U, 1971.
- [15] Szala J.: The Effect of Load Sequence on Fatigue Life, Czechoslovak Academy of Sciences, Institute of Physical Metallurgy, Brno, 1977.



Józef SZALA, prof. dr hab., kierownik Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn ATR w Bydgoszczy.

Opublikował ponad 150 prac, w tym 2 książki współautorskie, 3 monografie, 6 podręczników akademickich (1 współautorski), 2 rozprawy. Tytuły książek: Podstawy obliczeń

zmęczeniowych (współautor), wydanie III, 1997; Podstawy konstrukcji maszyn (współautor), tom II, wydanie III, 1988. Twórca 7 patentów dotyczących stanowisk badawczych.

Członek m.in. European Structural Integrity Society (ESIS), The Society of Experimental Mechanics (SEM). Członek Akademii Inżynierskiej w Polsce, Komitetu Budowy Maszyn PAN (od 1993 roku przewodniczący). Członek założyciel Międzysekcyjnego Zespołu Zmęczenia i Mechaniki Pękania Materiałów i Konstrukcji KBM PAN (od 1994 roku przewodniczący), Komitetu Mechaniki PAN – Sekcji Mechaniki Eksperymentalnej Ciężkiego, Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Mechaników Polskich, Bydgoskiego Towarzystwa Naukowego (członek Zarządu, w latach 1988-1990 wiceprzewodniczący), Rady Głównej Nauki i Szkolnictwa Wyższego (w latach 1985-1990).

OCENA PEWNOŚCI DZIAŁANIA KONSTRUKCJI NOŚNYCH NARAŻONYCH NA PĘKANIE ZMĘCZENIOWE

Hieronim JAKUBCZAK

Politechnika Warszawska, Instytut Maszyn Roboczych Ciężkich
ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, fax: (22) 849-9738, email: hja@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

Konstrukcje nośne maszyn wymiarowane w zakresie odporności na pękanie zmęczeniowe muszą wykazywać znaczny nadmiar wytrzymałości zmęczeniowej ze względu na obserwowany rozrzut ich trwałości oraz konieczność zapewnienia bezpiecznej pracy maszyn. Takie przewymiarowanie konstrukcji nośnych prowadzi w efekcie do pewnych kosztów, które mogą przejawiać się w różnej postaci. W referacie przedstawiono analizę pewności działania wybranej konstrukcji nośnej, wykazując jak poziom tej pewności wpływa na możliwy sposób jej uzyskania w zależności od przeznaczenia analizowanej konstrukcji.

Słowa kluczowe: konstrukcje nośne, trwałość, pewność działania.

COST OF RELIABILITY ASSURANCE OF STRUCTURAL COMPONENTS PRONE TO FATIGUE FAILURE

Summary

Structural and mechanical components designed against fatigue failure have to be over dimensioned due to scatter in the fatigue life and the necessity of safe operation of machines. Such an over dimensioning results in additional manufacturing costs. An example of reliability analysis of a structural component is presented in the paper which shows how the required reliability can be achieved depending on component destination.

Keywords: structural components, fatigue life, reliability.

1. WPROADZENIE

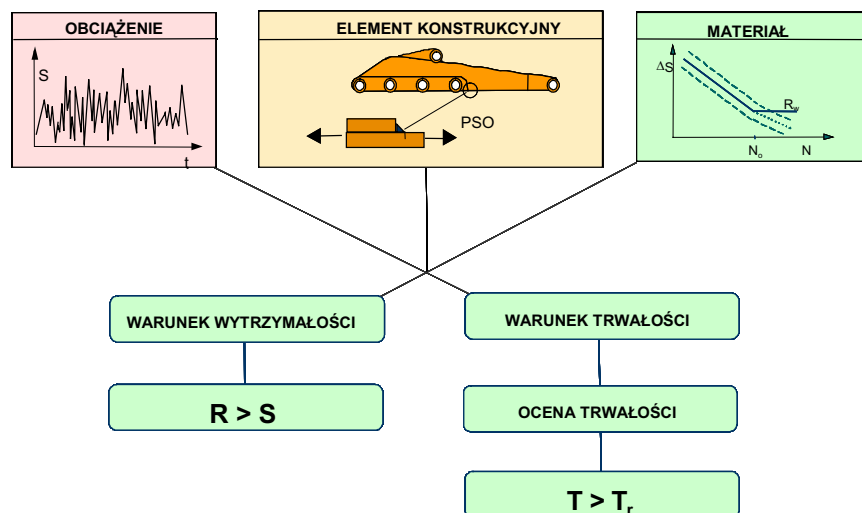
Konstrukcje nośne maszyn podlegają w eksploatacji zmiennym obciążeniom cyklicznym o charakterze losowym i są narażone na pękanie zmęczeniowe. Zmienność obciążeń eksploatacyjnych, wytrzymałości zmęczeniowej oraz cech geometrycznych elementów konstrukcyjnych uzyskanych w procesie technologicznym powoduje rozrzut trwałości obserwowany w trakcie eksploatacji większej liczby obiektów.

Wymagany poziom pewności działania konstrukcji nośnych zapewnia się w procesie projektowania poprzez spełnienie określonych wymagań przy ich wymiarowaniu, które można prowadzić w ujęciu deterministycznym lub probabilistycznym. W pierwszym przypadku pewność działania określa się pośrednio, za pomocą współczynnika bezpieczeństwa, wyrażającego nadwyżkę wartości aktualnej w stosunku do wartości wymaganej określonego parametru kryterialnego. W drugim przypadku pewność działania określa się bezpośrednio, jako prawdopodobieństwo spełnienia wymaganego kryterium. W tym przypadku określenie pewności działania jest zgodne z jej definicją i w sposób ilościowy, a przez to bardziej jednoznacznie, wiąże

wymiarowanie konstrukcji nośnych z niepewnością danych, wykorzystywanych w procesie projektowania [2].

Wprawdzie posługując się współczynnikiem bezpieczeństwa przy wymiarowaniu w ujęciu deterministycznym również można uzyskać żądany poziom pewności działania elementów konstrukcyjnych, to jednak jest to możliwe jedynie przy wykorzystaniu wiedzy opartej na doświadczeniu zdobytym przy projektowaniu podobnych rozwiązań tych elementów. Wynika to z faktu, że taka sama wartość współczynnika bezpieczeństwa wcale nie musi zapewniać jednakowej pewności działania wielu konstrukcji nośnych [2].

Niezależnie od sposobu wymiarowania, pewność działania konstrukcji nośnej wymaga ich przewymiarowania trwałościowego, co oznacza, że prognozowana trwałość konstrukcji nośnej musi być większa od trwałości wymaganej. To przewymiarowanie wiąże się z dodatkowymi kosztami, które trzeba ponieść w celu zapewnienia wymaganego poziomu pewności działania. Koszty te rosną wraz ze wzrostem wymaganej pewności działania.

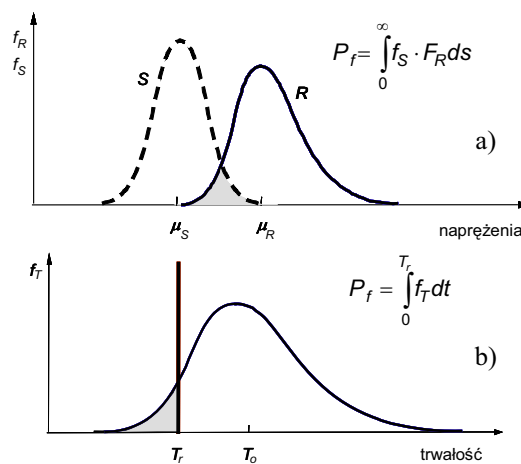


Rys. 1 Schemat wymiarowania trwałościowego

2. WYMIAROWANIE KONSTRUKCJI NOŚNYCH MASZYN

W procesie projektowania, wymiary konstrukcji nośnych maszyn wynikają na ogół z warunku wymiarowania w zakresie odporności na pękanie zmęczeniowe. Schemat takiego wymiarowania jest przedstawiony na rys. 1. Wymaga on określenia miejsca inicjacji pęknięcia zmęczeniowego (PSO), określenia obciążeń eksploatacyjnych oraz charakterystyki zmęczeniowej dla tego miejsca, a następnie sformułowanie warunku wymiarowania, który dotyczy porównania wymaganej wartości określonego parametru kryterialnego z wartością aktualną. Gdy konstrukcja nośna jest projektowana na trwałość ograniczoną, T_r , parametrem kryterialnym jest trwałość ($T > T_r$), natomiast gdy wymagana trwałość jest nieograniczona, parametr kryterialny zależy od stosowanej metody prognozowania trwałości zmęczeniowej. W przypadku metody naprężeń nominalnych parametrem tym jest wytrzymałość zmęczeniowa – R_{wk} ($R > S$).

Powyższe warunki wymiarowania w ujęciu deterministycznym zostają zastąpione jednym warunkiem przy wymiarowaniu elementów w ujęciu probabilistycznym. Warunkiem tym jest porównanie prawdopodobieństwa P_f zmęczeniowego pęknięcia elementu z wartością wymaganą, P_{fw} ($P_f < P_{fw}$), dla określonej wartości trwałości wymaganej, T_r , przy czym trwałość wymagana może mieć wartość ograniczoną, bądź też nieograniczoną. Prawdopodobieństwo pęknięcia P_f jest jednak w każdym z tych przypadków określane w sposób odmienny (rys. 2).



Rys. 2 Definicja prawdopodobieństwa pęknięcia dla warunku: trwałości nieograniczonej (a) oraz ograniczonej (b)

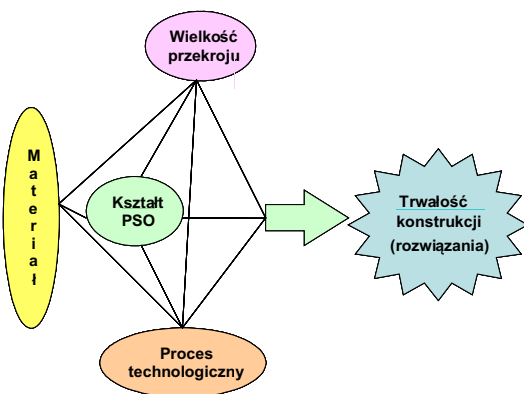
Dla określenia prawdopodobieństwa P_f zmęczeniowego pęknięcia elementu konstrukcyjnego niezbędna jest znajomość rozrzutu danych uznanych za niepewne (zmiennie losowe) w odniesieniu do trzech podstawowych grup danych: obciążeń eksploatacyjnych, charakterystyki zmęczeniowej oraz geometrii elementu, ukształtowanej w procesie technologicznym. Ustalenie właściwych wartości rozrzutu oraz typu rozkładu prawdopodobieństwa ma istotne znaczenie dla probabilistycznej oceny trwałości zmęczeniowej i jest zadaniem wymagającym niekiedy wielu badań. Przy braku takich informacji można niekiedy skorzystać z danych dostępnych w publikacjach [2].

Ze względu na złożoność procedury oceny trwałości zmęczeniowej, najbardziej odpowiednią metodą wyznaczenia prawdopodobieństwa pęknięcia P_f jest metoda symulacyjna [2].

3. SPOSOBY ZAPEWNIANIA WYMAGANEJ PEWNOŚCI DZIAŁANIA

W przypadku stwierdzenia niedostatecznego poziomu pewności działania elementu konstrukcyjnego w procesie projektowania, istnieje wiele możliwości jej zwiększenia poprzez stosowny wzrost jego trwałości zmęczeniowej (rys. 3) [3, 4]:

1. Wybór materiału o lepszej charakterystyce zmęczeniowej. Ta opcja nie zawsze jest jednak możliwa, a ponadto niekiedy nie przynosi ona pożądanych efektów, jak to ma miejsce w przypadku wytrzymałości zmęczeniowej złączy spawanych,
2. Zmniejszenie poziomu naprężeń, dokonywane najczęściej poprzez zmianę wymiarów przekroju elementu konstrukcyjnego, w którym znajduje się PSO,
3. Zmianę lokalnego kształtu potencjalnego słabego ogniwa, który jest określany przez takie parametry jak promień karbu, kąt przejścia przy zmianie przekroju, itp.
4. Odpowiedni proces technologiczny, który może prowadzić do zmniejszenia poziomu niekorzystnych naprężeń własnych, bądź też wywołanie naprężeń pozytywnych (ujemnych). Jego efektem może być również zmiana lokalnego kształtu PSO, co ma miejsce w przypadku stosowania takiej obróbki pospawalniczej, jak śrutowanie, dogniatanie, itp. [3, 4].

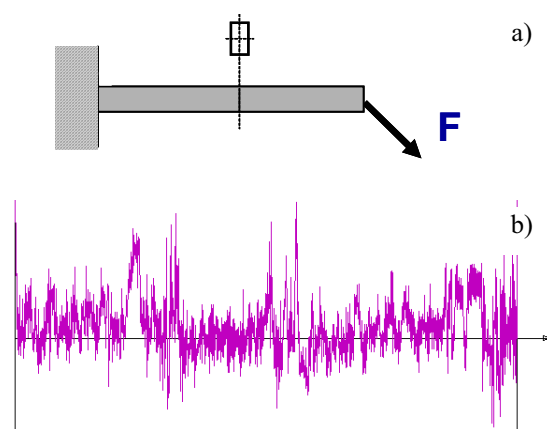


Rys. 3 Sposoby kształtowania trwałości zmęczeniowej

4. PRZYKŁAD WYMIAROWANIA W ZAKRESIE TRWAŁOŚCI OGRANICZONEJ

Jako przykład dla omawianej problematyki wybrano element konstrukcyjny w postaci belki o cienkościennym przekroju skrzynkowym (rys. 4a). Przyjęto, że potencjalnym słabym ogniwem jest poprzeczna spoina czołowa, która znajduje się w górnym pasie belki. Analiza trwałości zmęczeniowej i pewności działania zostanie przeprowadzona według koncepcji naprężeń nominalnych przy następujących danych:

1. Charakterystyka zmęczeniowa złącza spawanego w postaci krzywej S-N jest opisana poprzez wytrzymałość zmęczeniową R_{wk} o wartości średniej $\mu_R = 140$ MPa, przy $N_o = 2E6$ cykli oraz wykładnik $m = 3$ [klasa C – ENV 13001-3]. Wytrzymałość zmęczeniowa jest opisana rozkładem log-normalnym o współczynniku zmienności $V_R = 0.20$.
2. Obciążenie eksploatacyjne w postaci przebiegu naprężeń, przeskalowanych tak, iż wartości naprężeń maksymalnych i minimalnych wynoszą odpowiednio $S_{max} = 100.8$ MPa i $S_{min} = -86.2$ MPa (rys. 4b). Zmienność warunków eksploatacji jest wyrażona poprzez współczynnik skalujący k_S o wartości średniej $\mu_S = 1$, współczynniku zmienności $V_S = 0.05$ i rozkładzie normalnym.

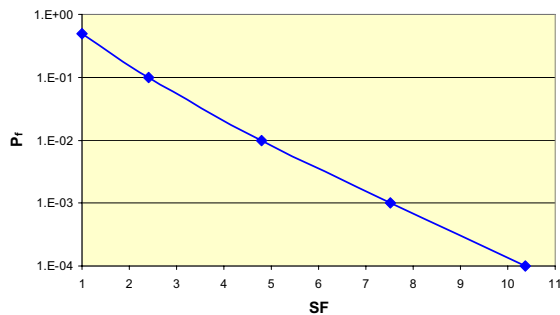


Rys. 4 Dane dla analizy pewności działania: a) uproszczony model elementu konstrukcyjnego, b) obciążenie eksploatacyjne

Wymagana trwałość zmęczeniowa analizowanego elementu konstrukcyjnego wynosi $T_r = 10000$ godz. i jest spełniona przy średnich wartościach parametrów, które w podanym wyżej zestawie danych potraktowano jako dane niepewne, obarczone rozrzutem. Trwałość elementu dla średnich wartości tych parametrów wynosi $T_o = 10631$ godz., czyli spełnia wymagany warunek trwałościowy, co można również wyrazić za pomocą współczynnika bezpieczeństwa $SF = T_o/T_r$, którego wartość wynosi $SF = 1.063$.

Analiza probabilistyczna przeprowadzona metodą symulacyjną umożliwia określenie prawdopodobieństwa pęknięcia elementu konstrukcyjnego w okresie krótszym niż trwałość wymagana. Wartość tego prawdopodobieństwa dla średnich wartości danych przyjętych w analizowanym przykładzie wynosi około 0.5, co jest wartością nieakceptowalną dla większości maszyn. Na podstawie wyników analizy probabilistycznej, przedstawionych na rys. 5 można znaleźć wartość współczynnika bezpieczeństwa, określającego niejako współczynnik trwałościowego przewymiarowania elementu konstrukcyjnego,

niezbędną dla zapewnienia wymaganej wartości prawdopodobieństwa pęknięcia P_f .



Rys. 5 Zależność współczynnika bezpieczeństwa SF od prawdopodobieństwa pęknięcia P_f przy trwałości $T_r = 10000$ godz

Takie postępowanie oznacza, że zmniejszenie prawdopodobieństwa pęknięcia (zwiększenia pewności działania) byłoby osiągnięte poprzez oddziaływanie na średnią trwałość elementu konstrukcyjnego, która jest w przybliżeniu równa trwałości T_o . Można to zrealizować kształtując trwałość elementu konstrukcyjnego przy wykorzystaniu sposobów opisanych w rozdziale 3. Warto jednakże zwrócić uwagę, że żadaną wartość prawdopodobieństwa uszkodzenia, P_f elementu konstrukcyjnego można osiągnąć również poprzez zmniejszenie rozrzutu danych niepewnych (rys. 2a), prowadzące również do zmniejszenia względnego rozrzutu trwałości (rys. 2b).

Na rys. 6 przedstawiono wyniki analizy wskazujące, jak należałoby zmienić poziom naprężeń w rozważanym PSO elemencie konstrukcyjnego, aby osiągnąć prawdopodobieństwo jego pęknięcia o wartości $P_f = 0.1 - 0.0001$ przy trwałości $T_r = 10000$ godz. Analizę przeprowadzono przy założeniu następujących wariantów wykonania elementu konstrukcyjnego:

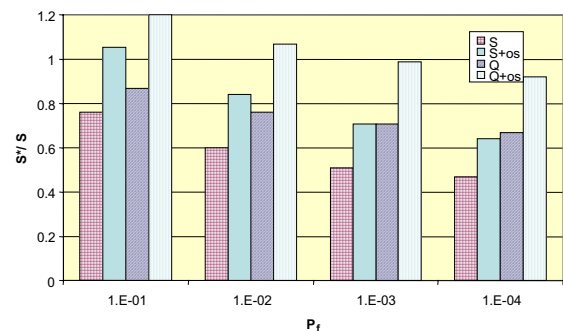
1. Wykonanie standardowe, bez żadnej obróbki pospawalniczej (S),
2. Wykonanie standardowe + obróbka pospawalnicza w postaci śrutowania, która wprowadza jednocześnie dwa efekty: ujemne naprężenia własne w linii wtopu spoiny (dno karbu) oraz poprawa kształtu tego karbu. W sumie prowadzi to do opóźnienia procesu inicjacji pęknięć zmęczeniowych i jest głównie dostrzegalne dla większych trwałości. Wpływ śrutowania wyraża się w zmianie wytrzymałości zmęczeniowej do wartości $R_{wk} = 180$ MPa oraz kąta nachylenia krzywej S-N – wzrost wykładnika krzywej S-N do wartości $m = 5$. (S + os)
3. Poprawa jakości materiału oraz jakości procesu technologicznego. Prowadzi to do zmniejszenia rozrzutu względnego wytrzymałości zmęczeniowej węzła spawanego do wartości $V_R = 0.1$ (Q).
4. Poprawa jakości materiału i procesu technologicznego oraz obróbka pospawalnicza.

Jest to suma działań przedstawionych w p. 2 i 3 (Q + os).

Wyniki analizy wskazują, że wyższą pewność działania elementu można osiągnąć poprzez stosowne obniżenie poziomu naprężeń, przy czym zmiana ta musi być największa w przypadku standardowego wykonania złącza spawanego (S) i wynosi od około 25% przy $P_f = 0.1$ do około 50% przy $P_f = 0.001$.

Przy poprawie jakości stosowanego materiału oraz procesu technologicznego wykonania złącza spawanego (Q), naprężenia powinny być również obniżone, jednakże konieczna zmiana wynosi w tym przypadku od około 15% przy $P_f = 0.1$ do około 30% przy $P_f = 0.001$.

Warto również zauważyć, że wyższa jakość stosowanego materiału oraz procesu technologicznego w połączeniu z dodatkowym zabiegiem technologicznym w postaci obróbki pospawalniczej pozwala osiągnąć wymagane prawdopodobieństwo pęknięcia na poziomie $P_f = 0.001$ bez obniżania poziomu naprężeń w analizowanym elemencie konstrukcyjnym.

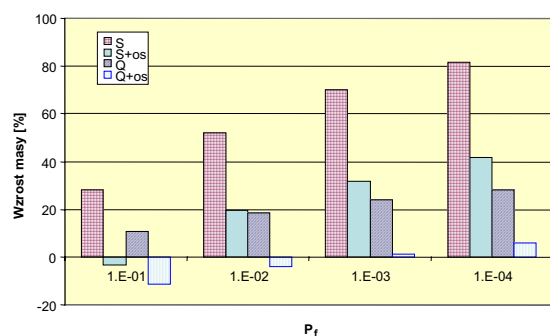


Rys. 6 Zmiana poziomu naprężeń wymagana dla różnych wartości P_f przy trwałości $T_r = 10000$ godz.

Obniżenie poziomu naprężeń można realizować na dwa sposoby. Pierwszy, trudniejszy i nie zawsze możliwy, to przeniesienie złącza spawanego w mniej obciążony rejon elementu konstrukcyjnego. Drugi, łatwiejszy to zmiana przekroju elementu konstrukcyjnego, którego efektem ubocznym jest zwiększenie masy elementu.

Wzrost masy analizowanego elementu konstrukcyjnego, który musiałby mieć miejsce przy spełnieniu wymogu trwałości $T_r = 10000$ godz i określonym poziomie pewności działania przedstawiono na rys. 7, przy założeniu omówionych wcześniej wariantów jego wykonania. Przy wykonaniu standardowym (S) wzrost masy elementu wyniesie od około 25% przy $P_f = 0.1$ do około 70% przy $P_f = 0.001$.

Dzięki poprawie jakości stosowanego materiału oraz procesu technologicznego wykonania złącza spawanego (Q), masa elementu również wzrośnie, jednakże w tym przypadku będzie to wzrost w granicach około 10 – 20% przy $P_f = 0.1 - 0.001$.



Rys. 7 Wzrost masy elementu dla różnych wartości P_f przy trwałości $T_r = 10000$ godz

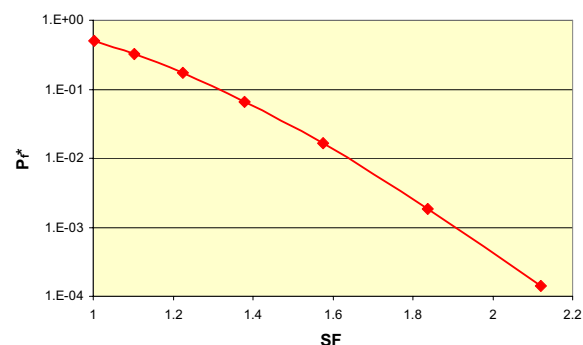
Przy wyższej jakości stosowanego materiału oraz procesu technologicznego w połączeniu z dodatkowym zabiegiem technologicznym w postaci obróbki pospawalniczej, prawdopodobieństwo pęknięcia na poziomie $P_f = 0.001$ przy trwałości $T_r = 10000$ godz będzie osiągnięte prawie bez wzrostu masy analizowanego elementu konstrukcyjnego.

5. PRZYKŁAD WYMIAROWANIA W ZAKRESIE TRWAŁOŚCI NIEOGRANICZONEJ

Poniższą analizę przeprowadzono dla tego samego elementu konstrukcyjnego – belki o cienkościennym przekroju skrzynkowym (rys. 4a). Potencjalnym słabym ogniwem jest ta sama poprzeczna spoina czołowa, która znajduje się w górnym pasie belki, a warunek wymiarowania trwałościowego będzie sprawdzany dla koncepcji naprężeń nominalnych.

Charakterystyka zmęczeniowa materiału rodzimego w postaci krzywej S-N oraz współczynnik działania karbu są takie same jak w poprzednim przykładzie. Jedyną zmianą jest obciążenie eksploatacyjne, którego intensywność musi być obniżona w ten sposób, że wartości naprężeń maksymalnych i minimalnych wynoszą odpowiednio $S_{max} = 73.9$ MPa i $S_{min} = -63.2$ MPa (rys. 4b). Zmienność warunków eksploatacji jest wyrażona poprzez współczynnik skalujący k_S o wartości średniej $\mu_S = 1$, współczynniku zmienności $V_S = 0.05$ i rozkładzie normalnym.

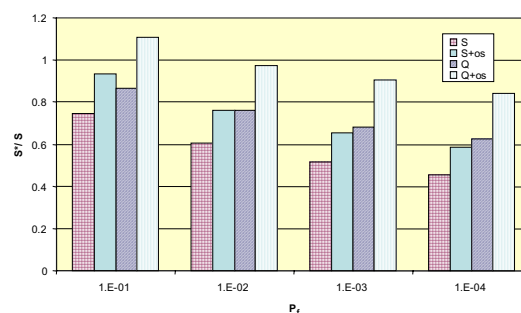
Przy tak dobranych parametrach warunek wymiarowania w zakresie trwałości nieograniczonej jest spełniony, bowiem $\Delta S_{max} < R_{wk}$, a współczynnik bezpieczeństwa zdefiniowany w tym przypadku jako $SF = R_{wk} / \Delta S_{max}$ wynosi 1.021. Na podstawie wyników analizy probabilistycznej, przedstawionych na rys. 8 można określić wartość współczynnika bezpieczeństwa, niezbędną dla zapewnienia wymaganej wartości prawdopodobieństwa pęknięcia P_f .



Rys. 8 Zależność współczynnika bezpieczeństwa SF od prawdopodobieństwa pęknięcia P_f przy trwałości nieograniczonej

Na rys. 9 przedstawiono wyniki analizy wskazujące, jak należałoby zmienić poziom naprężeń w rozważanym PSO elemencie konstrukcyjnego, aby osiągnąć prawdopodobieństwo jego pęknięcia P_f o wymaganej wartości. Analizę przeprowadzono przy założeniu tych samych wariantów wykonania elementu konstrukcyjnego, które przyjęto w przykładzie poprzednim, dla warunku wymiarowania w zakresie trwałości ograniczonej.

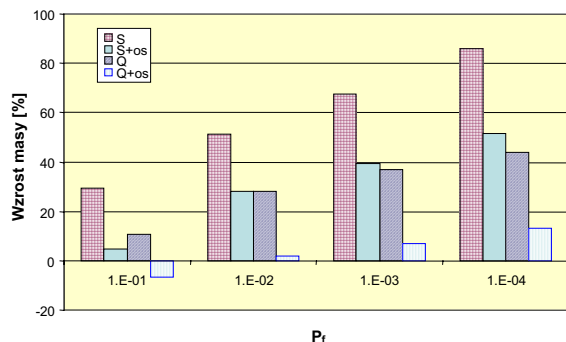
Wyniki analizy wskazują, że dla zapewnienia odpowiedniego poziomu pewności działania elementu przy spełnieniu warunku trwałości nieograniczonej, należy dokonać prawie takich samych zmian konstrukcyjnych (obniżenie poziomu naprężeń) jak w przykładzie poprzednim, niezależnie od tego, czy osiąga się to przy standardowym wykonaniu złącza spawanego (S), czy też przy innych wariantach wykonania konstrukcji nośnej. Można jednak zauważyć mniejszy, pozytywny wpływ obróbki pospawalniczej na prawdopodobieństwo pęknięcia elementu konstrukcyjnego. Nawet w wariancie (Q+s) konieczne jest bowiem obniżenie poziomu naprężeń o 10% dla zapewnienia wymaganej wartości prawdopodobieństwa pęknięcia $P_f = 0.001$. Spowoduje to wzrost masy elementu o około 10%.



Rys. 9 Zmiana poziomu naprężeń wymagana dla różnych wartości P_f przy trwałości nieograniczonej

Wobec tego, również wzrost masy analizowanego elementu konstrukcyjnego, który musiałby mieć miejsce przy określonym poziomie

pewności działania (rys. 10), przy założeniu omówionych wcześniej wariantów wykonania elementu konstrukcyjnego jest również zbliżony do tego, co przedstawiono w przykładzie pierwszym. Jakościowo wzrost ten jest jednakowy, natomiast ilościowo – nieznacznie wyższy.



Rys. 10 Wzrost masy elementu dla różnych wartości P_f przy trwałości nieograniczonej

6. PODSUMOWANIE

Pewność działania elementu konstrukcyjnego określa prawdopodobieństwo jego poprawnej pracy w założonym okresie eksploatacji. Wyższa pewność działania, niezbędna przypadku niektórych maszyn, zawsze podnosi koszt wykonania elementów konstrukcyjnych. Wynika to z konieczności większego zużycia materiału, lepszej jakości materiału i procesu technologicznego, bądź też bardziej złożonego procesu technologicznego.

Ciekawym spostrzeżeniem, wynikającym z przedstawionych przykładów jest to, że zapewnienie odpowiedniego poziomu pewności działania elementu konstrukcyjnego, wiąże się z podobnym wzrostem jego masy, niezależnie od sposobu wymiarowania trwałościowego, w zakresie trwałości ograniczonej i nieograniczonej.

Warto zwrócić uwagę, że przedstawione sposoby zapewnienia wymaganego poziomu pewności działania muszą być dostosowane do rodzaju obiektu, z którego pochodzi element konstrukcyjny. W przypadku obiektów, dla których masa konstrukcji nośnej nie stanowi istotnie o ich parametrach technicznych, tańsze, standardowe wykonanie może być najbardziej odpowiednim rozwiązaniem.

Dla obiektów takich jak osprzęty robocze koparek, bądź też wysięgniki żurawi teleskopowych należy raczej wybrać opcję lepszej jakości materiału oraz procesu technologicznego, co nie spowoduje obniżenia parametrów technicznych tych maszyn (pojemność łyżki, udźwig żurawia). W przypadku obiektów latających, gdzie nadmiar masy jest niedopuszczalny, ich elementy konstrukcyjne mogą być zaprojektowane i wykonane przy wymaganym poziomie pewności działania jedynie poprzez odpowiednią selekcję materiału, jak również wysoką powtarzalność procesu produkcji, prowadzące w efekcie do małego rozrzutu trwałości elementów

konstrukcyjnych. Dodatkowa obróbka, wprowadzająca korzystny stan naprężeń własnych umożliwi, jak przedstawiono w przedstawionym przykładzie osiągnięcie wysokiego poziomu pewności działania elementu.

Warto podkreślić, że ustalenie właściwego poziomu pewności działania elementów konstrukcyjnych musi być oparte na analizie kosztów ponoszonych na etapie produkcji, jak też użytkowania, w zakresie napraw gwarancyjnych.

LITERATURA

- [1] Kuropatnicki, A., Jakubczak, H.: Wartościowanie w projektowaniu konstrukcji nośnych maszyn – koncepcja naprężeń nominalnych. XX Sympozjum Zmęczenia i Mechaniki Pękania, Bydgoszcz - Pieczyńska, 2004.
- [2] Jakubczak, H.: Prognozowanie trwałości zmęczeniowej konstrukcji nośnych w warunkach niepewności danych, OWPW, 2002
- [3] Bignonnet A.: For a Better Fatigue Strength of Welded Steel Structures, VTT Symposium Fatigue Design, Helsinki, 1992, Vol.1, s. 245-265.
- [4] Huther, I., Lieurade, H.P.: Analysis of Results of Improved Welded Joints. Welding in the World. Vol. 37, No. 5, 1966, s. 242-266.

STAN DIAGNOSTYKI TECHNICZNEJ OKRĘTOWYCH SILNIKÓW TŁOKOWYCH

Kazimierz WITKOWSKI

Katedra Siłowni Okrętowych, Akademia Morska w Gdyni
81 – 125 Gdynia ul. Morska 83, wika@am.gdynia.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono okrętowy silnik tłokowy jako złożony obiekt diagnostyki. Podzielono go na układy funkcjonalne. Taka dekompozycja obiektu pozwala rozwiązywać zadania diagnostyczne w strukturach zdecentralizowanych. Omówiono możliwości diagnozowania silników okrętowych w warunkach eksploatacyjnych. Przedstawiono szereg przykładów wdrożonych do eksploatacji systemów diagnostycznych.

Słowa kluczowe: diagnostyka eksploatacyjna, silniki okrętowe, diagnozowanie silników.

THE STATUS OF THE MARINE DIESEL ENGINES TECHNICAL DIAGNOSTIC

Summary

In his paper a marine diesel engine has been described as a complex technical object. Divided into functional blocks. Such decomposition allows to solve diagnostic problems in decentralized structures. Also the possibilities of marine engine diagnostic have been described with a series of examples of systems already in use.

Keywords: operation diagnostic, marine diesel engine, diesel engine diagnostic .

1. OKRĘTOWY SILNIK TŁOKOWY JAKO OBIEKT DIAGNOSTYKI

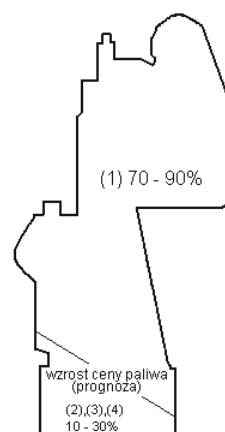
Tłokowe silniki wysokoprężne stanowią w zdecydowanej większości napęd główny statków, jak również elektrowni okrętowych. Koszty ich eksploatacji są bardzo duże, przede wszystkim z uwagi na stale utrzymujące się bardzo wysokie ceny paliw i olejów smarowych. Stąd koszty eksploatacji silników okrętowych stanowią ponad 70% kosztów eksploatacji całej siłowni okrętowej. Udział kosztów paliwa i olejów smarowych w kosztach eksploatacji siłowni okrętowej z silnikami tłokowymi z zapłonem samoczynnym pokazano na rysunku 1.

Na rysunku 2 pokazano przykładowe koszty eksploatacji statku do przewozu ładunków masowych z uwzględnieniem kosztów paliwa. Bezpośredni związek pomiędzy niezawodnością okrętowych silników tłokowych a bezpieczeństwem żeglugi oraz ich udział w kosztach eksploatacji powodują, że na statkach przeważająca liczba metod i urządzeń diagnostycznych opracowywana jest z myślą o tych obiektach.

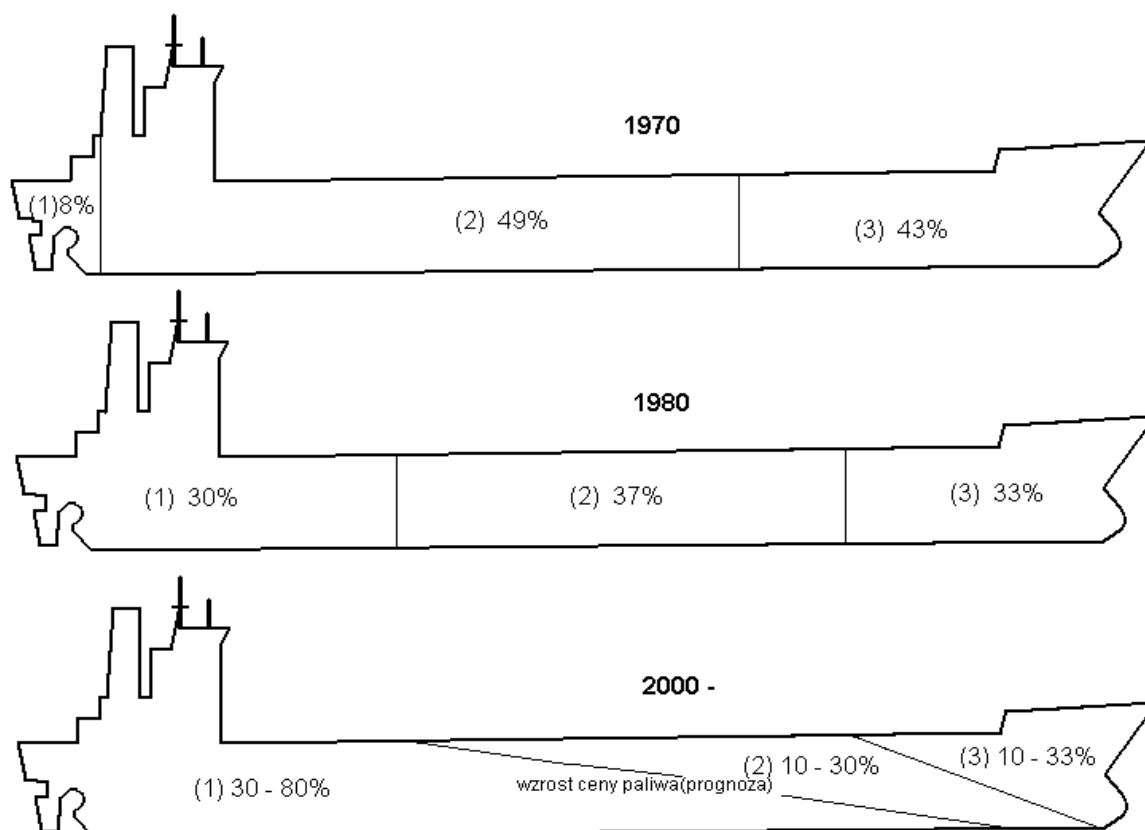
Okrętowy silnik tłokowy jest złożonym obiektem technicznym, który można podzielić na szereg układów funkcjonalnych. Najważniejsze z nich to:

1. **Układ tłokowo-korbowy**, którego zadaniem jest zamiana sił gazowych działających na tłok w moment obrotowy wału korbowego.

Realizowane jest to na drodze zamiany ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka na ruch obrotowy wału korbowego. Jest to układ charakteryzujący się wysokim poziomem obciążeń cieplnych i mechanicznych, które mogą być przyczyną licznych niesprawności tego układu, a nawet awarii.



Rys.1. Udział kosztów paliwa i olejów smarowych w kosztach eksploatacji siłowni okrętowej z silnikiem z zapłonem samoczynnym
1. koszty paliwa i oleju smarowego, 2. koszty kapitałowe i ubezpieczeń, 3. koszty załogowe, 4. koszty pozostałe (remonty, części zamienne, materiały konserwacyjne)



Rys.2. Koszty eksploatacji statku typu masowiec (170 000 DWT) z uwzględnieniem kosztów paliwa
1. koszty rejsowe (paliwo, opłaty portowe i kanałowe), 2. koszty dzienne (załogowe, administracyjne, ubezpieczeniowe), 3. koszty kapitałowe

2. **Układ wymiany czynnika roboczego** jest odpowiedzialny za napełnianie przestrzeni roboczej silnika świeżym ładunkiem (powietrzem) i usuwaniem zeń spalin po poprzednim cyklu. W silnikach czterosuwowych jest to układ zaworowy, a w silnikach dwusuwowych szczelinowo – zaworowy (w przeszłości szczelinowy). Integralną częścią tego układu jest turbosprężarka, bowiem silniki napędu głównego i silniki elektrowni okrętowej buduje się jako doładowane. W układzie wymiany czynnika roboczego możliwe jest występowanie szeregu niesprawności, które pogarszają przebieg wymiany ładunku i procesu spalania, spadek osiągnięć silnika, w tym ekonomiczności jego pracy.
3. **Układ zasilania paliwem** odpowiadający za podawanie bezpośrednio do cylindrów odpowiednich ilości paliwa odpowiadające chwilowemu zapotrzebowaniu mocy. Paliwo to powinno docierać do cylindra w postaci rozpylonej i w odpowiednim czasie. Pompy wtryskowe, przewody wysokiego ciśnienia (wtryskowe) i wtryskiwacze to elementy układu, od niezawodnego działania których zależy poprawna i ekonomiczna praca silnika. Najwięcej niesprawności silnika występuje w elementach tego układu, a szczególnie w pompach wtryskowych i wtryskiwaczach.
4. **Układ smarowy** którego zadanie polega na zasilaniu olejem smarowym współpracujące pary trybologiczne (cierne). Olej smarowy doprowadzany jest do wszystkich łożysk, przegubów, przekładni napędowych oraz na gładzie tulei cylindrowych. Do smarowania tych ostatnich, w silnikach okrętowych średniej, dużej i wielkiej mocy stosuje się olej o specjalnych właściwościach, tj.: olej cylindrowy, doprowadzany do kilku punktów na obwodzie tulei cylindrowych., do czego wykorzystuje się zwykle zespoły pompki smarowych nazywanych lubrykatorami. Właściwy dobór oleju smarowego, dbałość o jego stan w eksploatacji oraz prawidłowe działanie układu smarowego gwarantują poprawną pracę poszczególnych par ciernych. Niesprawności i awarie elementów tego układu są rzadkością, ale ich konsekwencje mogą być bardzo poważne i kosztowne, bowiem ich usuwanie związane jest zazwyczaj z co najmniej kilkugodzinną przerwą w pracy silnika, a więc i statku i może stanowić wówczas zagrożenie bezpieczeństwa żegluga.
5. **Układ chłodzenia** ma za zadanie utrzymywanie określonej temperatury elementów silnika, nagrzewających się od czynnika roboczego oraz wskutek tarcia. Do chłodzenia tulei cylindrowych, głowic i nadal w wielu przypadkach korpusów turbin turbosprężarkowego układu doładowania stosuje

się wodę słodką. Duże znaczenie ma również chłodzenie tłoków (wodą słodką lub olejem smarowym) i wtryskiwaczy (wodą słodką lub paliwem). Prawidłowe działanie układów chłodzenia, dbałość eksploatacyjna o jakość czynników chłodzących i utrzymywanie właściwych parametrów pracy układu są zazwyczaj wystarczającym warunkiem bezpiecznej eksploatacji.

6. Układ rozruchowy i rozruchowo-nawrotny.

Układ rozruchowy służy do rozruchu silnika w żądanym kierunku. Najczęściej odbywa się to energią sprężonego do ciśnienia około 3 MPa powietrza, które nadaje silnikowi rozruchową prędkość obrotową niezbędną do samozapłonu mieszaniny paliwowo-powietrznej. Układ rozruchowo-nawrotny służy do rozruchu i zmiany kierunku obrotów silnika dla statków z konwencjonalnym układem napędowym ze śrubą o stałym skoku, co jest nieodzowne do zmiany kierunku ruchu np.: z „naprzód” na „wstecz”. Układ ten nie należy do grupy dużego ryzyka – „słabych” ogniw silnika. Oczywiście i w tym systemie mogą wystąpić niesprawności, z których część może utrudnić, a nawet uniemożliwić rozruch silnika. Dlatego skuteczna diagnostyka i możliwie szybkie usuwanie wykrytych niesprawności jest ważne.

Podział silnika okrętowego na układy funkcjonalne może być przydatny przy rozwiązywaniu zadań diagnostycznych. Mówi się wówczas o diagnostyce w strukturach zdecentralizowanych, uzyskanych przez dekompozycję obiektu. Ważną zaletą wynikającą z takiego podejścia, w odniesieniu do silników okrętowych jest możliwość wytypowania do diagnostyki w pierwszej kolejności te układy, w których niesprawności występują częściej i te których niesprawności mogą wywoływać poważne konsekwencje dodatkowe, to jest zagrożenie bezpieczeństwa statku i duże straty ekonomiczne.

Bazując na statystyce uszkodzeń elementów silników okrętowych można wytypować w ramach dokonanej dekompozycji silnika te węzły funkcjonalne, w których niesprawności występują częściej i ich wpływ na pracę silnika jest istotny. Jako słabe ogniwa należy uznać:

- układ zasilania paliwem, w tym pompy wtryskowe i wtryskiwacze,
- układ wymiany czynnika roboczego, w tym filtry powietrza, sprężarki doładowujące, chłodnice i turbiny,
- układ tłokowo-korbowy, w tym tłoki z pierścieniami, tuleje cylindrowe, łożyska korbowe i główne oraz wał korbowy.

2. MOŻLIWOŚCI DIAGNOZOWANIA SILNIKÓW OKRĘTOWYCH W EKSPLOATACJI

Celem użytecznym diagnostyki [1, 2, 3], w tym diagnostyki silników okrętowych jest:

- realizacja zadań prowadzących do rozpoznawania i określenia aktualnego stanu czego wynikiem jest diagnoza,
- rozpoznawanie przeszłych stanów silnika czego wynikiem jest geneza czyli określenie przyczyn zaistnienia obecnego stanu, rodzaju i przyczyn niesprawności czy uszkodzenia,
- przewidywanie przyszłych stanów silnika, czego efektem jest prognoza rozumiana jako określenie horyzontu czasowego przyszłej zmiany stanu technicznego.

Realizacja powyższych zadań nazywana jest często pełną diagnozą stanu badanego obiektu mechanicznego [3].

Działania diagnostyczne mogą odnosić się do:

- prototypu silnika i wówczas jest to diagnostyka konstrukcyjna,
- silnika po jego wytworzeniu – diagnostyka kontrolna,
- silnika w trakcie eksploatacji – diagnostyka eksploatacyjna.

Wszystkie wymienione działania mają bardzo istotne znaczenie, dając gwarancję wytworzenia dobrej jednostki napędowej, która właściwie obsługiwana i na bieżąco diagnozowana zapewni bezpieczną i ekonomiczną eksploatację.

W rozważaniach szczegółowych mówiąc o diagnostyce okrętowych silników tłokowych, jako przykładu złożonego obiektu technicznego, odnoszę się tylko do diagnostyki eksploatacyjnej.

Eksploatacja silnika okrętowego powinna być niezawodna i bezpieczna. Jednym z istotnych warunków, który musi być spełniony jest przestrzeganie przez eksploatatora – oficera mechanika wytycznych producenta zawartych w dokumentacji techniczno-ruchowej silnika, odnosząc się zarówno do obsługi bieżącej jak i okresowych przeglądów i remontów. Mimo rzetelnego wypełniania powyższych zadań podczas eksploatacji mogą wystąpić w poszczególnych węzłach funkcjonalnych silnika niesprawności, które nie wykryte w porę mogą się rozwijać i doprowadzić do wystąpienia awarii. Wyłączenie silnika okrętowego z ruchu na skutek awarii może być niebezpieczne i może prowadzić do awarii, a nawet katastrof morskich, powodując olbrzymie straty ekonomiczne.

3. METODY BADANIA DIAGNOSTYCZNEGO

Metody badania diagnostycznego uwarunkowane są stanem wyposażenia silnika okrętowego w urządzenia kontrolno-pomiarowe. W oparciu o ten sprzęt eksploatator ma dostęp do szeregu parametrów, których podstawowa ilość nazywana jest „zestawem parametrów rutynowo mierzonych”.

Część tych parametrów, stanowiąc pewien zbiór minimalny, ważny ze względu na bezpieczeństwo statku określona została przepisami towarzystw klasyfikacyjnych i administracji morskiej. Biorąc pod uwagę potrzeby diagnostyki należy uwzględnić wartość informacyjną danego parametru, jego związek z odpowiednim parametrem struktury, co decydować będzie o możliwościach lokalizacji niesprawności, ale także należy brać pod uwagę

dostępność i łatwość pomiaru danego parametru. To ostatnie niestety jest często kryterium podstawowym, niezależnie od braku możliwości spełnienia dwóch pierwszych.

W tabeli 1 zestawiono wybrane parametry pracy silnika wskazując na ich wartość informacyjną, możliwość lokalizacji niesprawności oraz dostępność i łatwość pomiaru.

Tabela 1. Przykładowe parametry pracy silnika okrętowego z uwzględnieniem ich przydatności diagnostycznej

L.p	Parametry	Przydatność diagnostyczna		
		Wartość informacyjna	Lokalizacja niesprawności	Dostępność i łatwość pomiaru
1.	Prędkość obrotowa silnika	5	2	5
2.	Temperatura spalin za cylindrami	5	2	5
3.	Temperatura wody chłodzącej	5	3	5
4.	Temperatura oleju obiegowego	2	2	5
5.	Prędkość obrotowa turbosprężarki	4	4	5
6.	Ciśnienie powietrza ładującego	3	4	5
7.	Spadek ciśnienia powietrza na chłodnicy powietrza	4	5	5
8.	Maksymalne ciśnienie w cylindrze	3	2	2
9.	Temperatura gładzi tulei cylindrowej w wybranym punkcie	4	5	1
10.	Temperatura łożysk układu korbowego	4	5	1
11.	Maksymalne ciśnienie wtrysku paliwa	5	4	1
W tabeli przyjęto umowną ocenę przydatności diagnostycznej danego parametru stosując skalę od 1 do 5. Bardzo niskiej wartości informacyjnej, słabej lokalizacji niesprawności i dostępności oraz trudności pomiarowej odpowiada „1”, a wysokiej przydatności „5”.				

Powszechnie uważa się, że zestaw parametrów rutynowo mierzonych jest niewystarczający do stawiania w pełni wiarygodnych diagnoz. Szczególnie odnosi się to do bieżącej kontroli stanu silnika w trakcie eksploatacji. Na przykład, w warunkach eksploatacji statku ocenę poprawności smarowania łożysk silnika próbuje się dokonać w oparciu o analizę parametrów oleju smarowego – ciśnienie i temperaturę. Szybkość zachodzących w łożyskach zmian na skutek złożonych procesów trybologicznych oraz duża bezwładność cieplna oleju powodują, że wykorzystanie tych parametrów do wczesnego wykrywania niesprawności i zagrożenia awaryjnego jest wątpliwe. Należy więc uzupełnić parametry dotychczas dostępne np. o temperaturę łożysk. Wymaga to jednak montażu w łożyskach czujników temperatury. Nie jest to więc parametr dostępny i łatwy pomiarowo, a także wymaga znaczących nakładów inwestycyjnych. Interesujące wydają się próby z wykorzystaniem do wczesnego wykrywania stanów awaryjnych łożysk pomiaru rezystancji filmu olejowego [4].

Do jednego z bardziej zawodnych węzłów funkcjonalnych silnika należy aparatura wtryskowa, a w niej wtryskiwacz. Najczęściej w eksploatacji wnioskowanie diagnostyczne odbywa się pośrednio, poprzez analizę takich parametrów procesu roboczego jak ciśnienie maksymalne w cylindrze i temperatura gazów wylotowych. Znacząco można wspomóc diagnozowanie pomiarem przebiegu

ciśnień w układzie wtryskowym. Jest to sposób ogólnie znany i ceniony, ale w warunkach

eksploatacyjnych statku wykorzystywany bardzo rzadko. Trudności pomiarowe wynikają między innymi z tego, że układ wtryskowy ze względów bezpieczeństwa traktowany jest jako bezingerencyjny. Decyduje to o trudności wyboru miejsca pomiaru i uzyskania akceptacji towarzystw klasyfikacyjnych. Dobrym przykładem pozytywnego rozwiązania tej kwestii jest między innymi system pomiarowy „NK” firmy Autronica.

Pelniejsze dane otrzymuje się podczas badań okresowych silnika, w ramach których zazwyczaj można uzupełnić dotychczasowe dane o parametry dodatkowo zmierzone np. dotyczące indykowania silnika (średnie ciśnienie indykowane p_i , maksymalne ciśnienie spalania p_{max} , moc indykowana N_i i inne). Otrzymane dane dodatkowe zależne są od posiadanych narzędzi pomiarowych oraz oprzyrządowania silnika. Najlepiej gdyby wielkości indykowane otrzymano z indykatora elektronicznego. Nie jest to jednak wyposażenie, które można już dzisiaj uznać za standardowe, choć występuje coraz częściej.

Niezależnie jednak od liczności parametrów poddawanych analizie, jednoznaczność i wiarygodność diagnozy pozwalające na lokalizację niesprawności i określenie jej przyczyny, zależą w głównej mierze od wiedzy i doświadczenia eksploatatora – oficera mechanika.

Powyższe rozważania wskazują na niezadowalający stan diagnostyki oraz na potrzebę szerokiego i powszechnego wdrażania na statki urządzeń i systemów diagnostycznych. Wówczas wiedza i doświadczenie zawodowe eksploatorów i wykorzystywanie systemów diagnostycznych gwarantować będą bezpieczną eksploatację silników okrętowych.

4. PRZYKŁADY DIAGNOZOWANIA SILNIKÓW OKRĘTOWYCH

Pomimo ogólnie niezadowalającego stanu eksploatacyjnej diagnostyki silników okrętowych, istnieje szereg przykładów wdrażania na statki różnych rozwiązań technicznych, zmierzających do poprawy tego stanu. Część z nich to efekt prac firm zajmujących się produkcją elektronicznej aparatury kontrolno-pomiarowej, np.: Autronica, Norcontrol, ASEA, STL. Jednocześnie zajmują się tym również producenci silników okrętowych, w tym szczególnie firmy MAN-BiW, Wärtsilä (Wärtsilä –Sulzer), Pielstick i Mitsubishi.

Jako najbardziej reprezentatywne i dobrze w okrętownictwie znane należy wymienić takie systemy jak:

1. System „Data Trend” firmy Norcontrol [5], który na podstawie parametrycznej metody diagnozowania pozwala ocenić stan techniczny elementów układu tłokowo-cylindrowego, układu doładowania, aparatury wtryskowej silnika oraz dodatkowo kotła utylizacyjnego. Rejestrowany jest również stan porostania kadłuba statku. W celu uzyskania istotnych dla diagnostyki parametrów rejestrowany jest nie tylko ich zestaw standardowy, ale także szereg wielkości uzupełniających, takich jak: temperatura tulei cylindrowych, ciśnienia gazów w cylindrach oraz paliwa w przewodach wtryskowych.
2. System CC-10 firmy BiW [6] zbudowano do kontroli stanu technicznego silników napędu głównego. System kontroluje następujące węzły funkcjonalne silnika:
 - układ wymiany ładunku,
 - układ tłokowo-cylindrowy,
 - układ wtryskowy,
 - mechanizmy pomocnicze obsługujące silnik.
 Liczne sygnały pomiarowe analizowane są przez system mikroprocesorowy. Podawane eksploatorowi informacje to przede wszystkim analiza trendu oraz sygnalizacja wartości granicznych.
3. System SEDS firmy Sulzer [7] powstał w celu kontroli pracy i diagnostyki silników okrętowych napędu głównego. System realizuje pomiary kilkunastu parametrów, za co odpowiada blok „DATA”. Blok ten sprawdza też okresowo poprawność pracy poszczególnych przetworników pomiarowych. Szybki dostęp eksploatora do rezultatów pomiarów

i wizualizację pomierzonych parametrów zapewnia blok „INSTANT”. Nad poprawnością pracy całego systemu czuwa blok „HELP”.

4. Systemy Comos i DMTAS firmy MITSUBISHI [8, 9] obsługują silniki napędu głównego oraz pomocnicze. Parametry mierzone są na bieżąco i porównywane z ich wartościami wzorcowymi. Prowadzona jest analiza trendu tych parametrów.
5. System CoCoS-EDS firmy MAN-B&W (Computer Controlled Surveillance – Engine Diagnostics System) [10] przewidziano do monitorowania, zapisywania, i archiwizowania parametrów pracy silnika oraz prowadzenia analizy trendu tych parametrów. System pracuje w sposób ciągły i jest połączony z systemami alarmów siłowni okrętowej. Dzięki temu zdiagnozowana niesprawność zagrażająca bezpieczeństwu silnika jest bezzwłocznie sygnalizowana.
6. System CAPA (Computer Aided Performance Analysis software program) [11] firmy MAN-B&W jest komputerowym specjalizowanym programem służącym do diagnozowania silników 2-suwowych napędu głównego tego producenta. Powstał w oparciu o wiedzę ekspertów oraz bogate dane statystyczne zebrane przez MAN-B&W w eksploatacji. CAPA w sposób ciągły monitoruje pracę silnika. Parametry mierzone są przeliczane na warunki standardowe i porównywane z ich wartościami wzorcowymi. W oparciu o pozyskane dane i ich obróbkę wskazuje się te parametry, których wartości przekraczają dopuszczalne. W oparciu o wykryte niesprawności i specjalne procedury modelowe system wypracowuje odpowiednie decyzje eksploatacyjne i rekomenduje wykonanie określonych czynności obsługowych.
7. System MAPEX [12, 13] (Monitoring and Maintenance Performance Enhancer with eXport knowledge –wskład którego wchodzi następujące podsystemy:

MAPEX – PR (Piston-running Reliability) służy do ciągłego monitorowania stanu tulei cylindrowych długoskokowych 2-suwowych silników okrętowych firmy SAULZER. Alarmuje w przypadku przekroczenia dopuszczalnych temperatur gładzi tulei cylindrowych w wyznaczonych punktach, analizuje zmiany temperatury wody chłodzącej tuleje i temperaturę powietrza doładowującego. Ważnymi danymi ogólnymi niezbędnymi do prowadzonej kontroli stanu technicznego są informacje o obciążeniu silnika.

SIPWA – TP (Sulzer Integrated Piston-ring Wear-detecting Arrangement with Trend Processing) służy do diagnozowania pierścieni tłokowych. Diagnostyka opiera się o sygnały otrzymywane z czujnika umieszczonego w tulei cylindrowej nieco powyżej okien dolotowych. System umożliwia rozpoznawanie różnych stanów pierścieni tłokowych (pęknięte,

zapieczone, zużyte). System jest wykorzystywany do optymalizacji zużycia oleju cylindrowego, co z kolei przyczynia się do obniżenia kosztów eksploatacji, ale także obniżenia emisji toksycznych składników spalin.

MAPEX – CR (Combustion Reliability) w sposób ciągły monitoruje proces spalania w poszczególnych cylindrach.

MAPEX – TV (Torsional Vibration dedector) chroni elementy silnika i przekładnię przed negatywnym wpływem pracy silnika w stanie „gubienia zapłonów” w poszczególnych cylindrach.

MAPEX – AV (Axial Vibration detektor) monitoruje pracę tłumnika drgań wzdłużnych i sygnalizuje stany alarmowe gdy poziom drgań przewyższa wartość akceptowaną.

8. CDS [14] (Complex Diagnostic System) służy do diagnostyki silników okrętowych i został podzielony na trzy następujące poziomy robocze:

- Poziom pierwszy – **silnik** – generalny nadzór stanu technicznego silnika,
- Poziom drugi – **węzły funkcjonalne silnika** – analiza przebiegu ciśnień w cylindrach CPA (Combustion Pressure Analysis) i w układach wtryskowych paliwa IPA (Injection Pressure Analysis). Układ ten współpracuje z czujnikiem położenia wału korbowego. Wykresy indykatorowe są wyświetlane na bieżąco, podlegają obróbce statystycznej i są archiwizowane. W oparciu o wykonane pomiary tworzone są i drukowane protokoły.
- Poziom trzeci – **części silnika** – pierścienie tłokowe PRA (Piston Ring Analysis) których diagnostyka opiera się o sygnały z czujników umieszczonych w dolnej części tulei cylindrowych mierzących zmianę oporności magnetycznej i czujnika położenia wału korbowego. Układ ten wykrywa między innymi takie uszkodzenia jak: zapieczenie pierścieni w rowkach, wypalenie pierścieni i ich popękanie. Ochronę przed zacieraniem tulei cylindrowych stanowi SAS (Scuffing Alarm System). Informacji o fazach rozrządu zaworów dolotowych i wylotowych dostarcza system LMS (Leakage Measurement System).

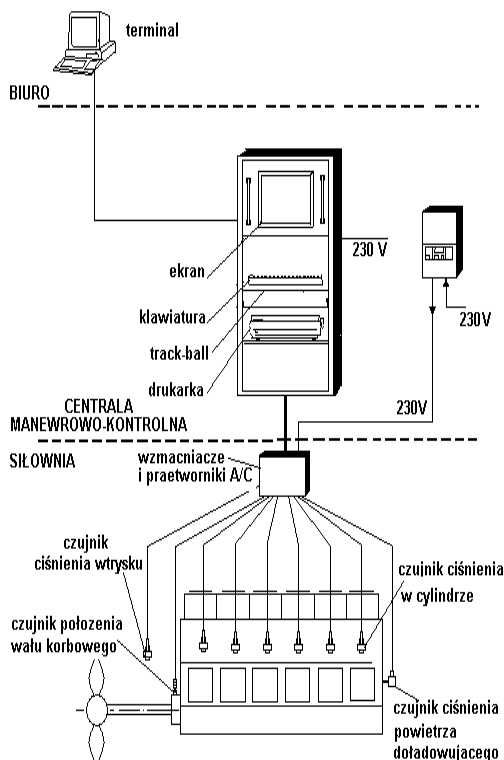
System CDS uwzględnia również możliwość włączenia dodatkowych torów pomiarowych, w tym do pomiaru momentu obrotowego i obliczania mocy efektywnej silnika TMS (Torque Measurement System) oraz do diagnostyki łożysk wału śrubowego PES (Propeller Shaft Erthing System).

Dotychczas jednak najpowszechniej w diagnostyce silników okrętowych wykorzystywane są analizatory przebiegów okresowych, zwane analizatorami ciśnień, indykatorami elektronicznymi lub kalkulatorami średniego ciśnienia indykowanego MIP (Mean Indicated Pressure) [15]. Buduje się je w wersji stacjonarnej lub przenośnej. Typową konfigurację

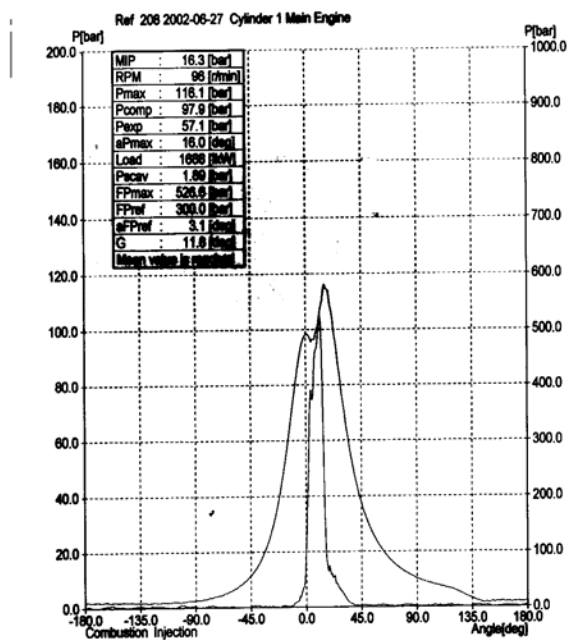
stacjonarnego indykatora elektronicznego, przeznaczonego do pracy ciągłej, na przykładzie rozwiązania firmy Autronica [15] – MIP Calculator NK-100 pokazano na rysunku 3.

Urządzenia te są przeznaczone do pomiaru, rejestracji cyfrowej i wizualizacji przebiegów ciśnień spalania i wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, w ustalonych warunkach pracy silnika okrętowego. Najważniejszymi elementami indykatora elektronicznego są: czujniki ciśnienia spalania i wtrysku paliwa, czujnik położenia wału korbowego i górnego martwego punktu tłoka (GMP), wzmacniacze sygnałów, przetworniki analogowo-cyfrowe oraz mikroprocesorowa jednostka centralna (komputer). Przykładowe wyniki pomiarów przebiegu ciśnienia spalania i wtrysku wykonane systemem NK-100 pokazano na rysunku 4.

Urządzenia tego typu konstruowane są również w Polsce. Jednym z przykładów jest mikrokomputerowy analizator przebiegów okresowych wyposażony dodatkowo w analizator drgań opracowany w Instytucie Technicznej Eksploatacji Okrętów Akademii Marynarki Wojennej [16, 17]. Na rysunku 5 przedstawiono przykładowe wyniki pomiarów wykonanych tym analizatorem.

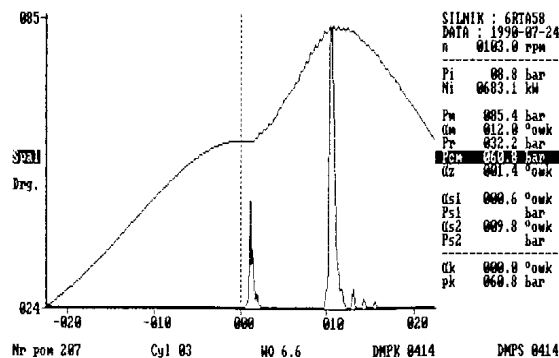


Rys. 3. Schemat blokowy stacjonarnego indykatora elektronicznego NK-100 firmy Autronica



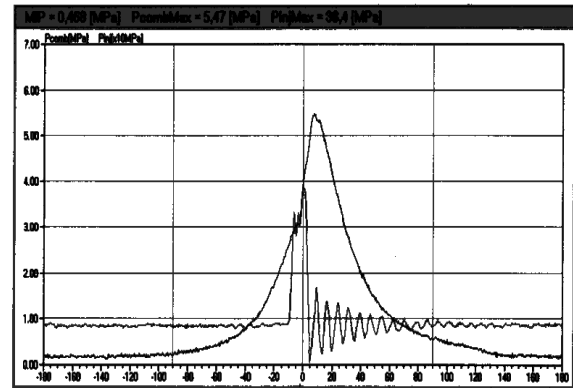
Rys. 4. Przykładowy wydruk zarejestrowanych ciśnień indykátorem NK-100

Stacjonarne i przenośne indykátory elektroniczne produkowane są również przez firmę UNITEST, jako efekt prac prowadzonych w Katedrze Siłowni Okrętowych Akademii Morskiej w Gdyni [18, 19].



Rys. 5. Przykład rejestracji ciśnienia w cylindrze i obwiedni drgań indykátorem AMW

Przykład rejestracji ciśnień indykátorem stacjonarnym UNITEST 201 pokazano na rys. 6. System przenośny UNITEST 203 rejestruje przebieg ciśnień w cylindrze, a zarejestrowane dane można transmitować do komputera. W indykátorze tym zastosowano pośrednią metodę pozycjonowania wału korbowego silnika, opartą o założenie, że maksimum ciśnienia sprężania występuje w GMP. Szczegółowo procedury te opisano w pracy [19].



Rys. 6. przebieg ciśnienia w cylindrze i w przewodzie wtryskowym zarejestrowane indykátorem UNITEST 201

5. WNIOSKI.

1. Systemy diagnostyczne i urządzenia diagnostyczne nadal nie są powszechnie stosowane na statkach handlowych, w tym w odniesieniu do silników okrętowych.
2. Na taki stan rzeczy mają zapewne wpływ koszty systemów diagnostycznych, przy jednoczesnym braku danych o opłacalności ich stosowania.
3. Istotną barierą skutecznego wdrażania systemów diagnostycznych silników okrętowych jest również niedostateczny rozwój metod i algorytmów diagnostycznych dla tych złożonych obiektów technicznych, z uwagi na wysokie nakłady na badania symulacyjne, niezbędne do rozpoznania diagnozowanego obiektu.
4. Przedstawione w opracowaniu wybrane systemy diagnostyczne są dobrym przykładem rozwiązywania zadań diagnostycznych w odniesieniu do silników okrętowych. Należy spodziewać się coraz szerszego ich stosowania, pod warunkiem rozumienia wagi problemu przez armatorów oraz stałego doskonalenia i rozwoju algorytmów i programów diagnostycznych.
5. Efektywność i bezpieczeństwo eksploatacji silników okrętowych mogą być zwiększone przez wdrażanie specjalistycznych urządzeń przeznaczonych do badania wybranych węzłów funkcjonalnych silnika i ich elementów i do badania przebiegu procesu roboczego. W tym kontekście powszechnie powinny być na przykład stosowane stacjonarne indykátory elektroniczne.
6. Tworzenie systemów diagnostycznych powinno być realizowane w ścisłej współpracy z producentami silników, bowiem tylko wówczas możliwe jest zapewnienie odpowiedniej podatności diagnostycznej obiektu.

LITERATURA.

- [1] Pszczołowski T.: Mała encyklopedia prakseologii, Ossolineum, Wrocław 1978.
- [2] Rozwadowski T.: Diagnostyka techniczna obiektów złożonych, WAT, W-wa, 1983
- [3] Cempel Cz.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1985.
- [4] Włodarski J.K. i inni: Badania rezystancji filmu olejowego za pomocą przyrządu DR-2, WSM-Gdynia 1978 r.
- [5] Foyen .: *Aspects of condition monitoring and maintenance of machinery*. Norwegian Shipping News, 1977, No11C.
- [6] Ostergard A., Fisher P.: *B&W condition check system CC-10 for 2-stroke K-GF diesel engines*. Proceeding of 2-nd IFAC/IFIP Symposium, Washington 1976.
- [7] Berle M.: *Diagnostic system for diesel engines*. Sulzer Technical Review, No 7, 1976
- [8] Chikao Furukawa, Takamasa Matsuo: *Condition monitoring & data loading system (Comos D2)*, Bulletin of the Mar. Soc., Japan 1980.
- [9] Rinichi Sagawa, Yonichi Nakamura: *Development of new diagnosis and trend analysis system for marine diesel engine*, Bulletin of the Mar. Eng. Soc., Japan 1980, vol.8.
- [10] Biuletyn firmy MAN-B&W
- [11] CAPA System Family – biuletyn firmy MAN-B&W
- [12] Fankhauser S., Svimmersky K., Węgle M., Oderbolz S.: *Advances in Engine Management Systems*, biuletyn firmy SULZER 1994 r.
- [13] Geist M.: *Sulzer RTA-8T engines: compact two-strokes for tankers and bulk carriers*, Technology Review, Wartsila NSD Switzerland Ltd, 1998 r.
- [14] Prospekt firmowy JOWA i EUB Institut CDS – *Diagnostic Systems*.
- [15] MIP-Calculator NK-100. Technical Information. Autronica.
- [16] Inżynieria diagnostyki maszyn. Pod redakcją B.Żółtowskiego i Cz.Cempla. Biblioteka Problemów Eksploatacji, cz.III,rozd.9 A.Charchalis.
- [17] Polanowski S.: Diagnostyka techniczna okrętowych tłokowych silników spalinowych. Zeszyty Naukowe AMW nr 3, 1991 r.
- [18] Gałęcki W., Tomczak L.: Analizator procesu spalania i wtrysku dla okrętowych silników wysokoprężnych . Zeszyty Naukowe WSM Gdynia, nr 28, 1994 r.
- [19] Tomczak L.: Wykorzystanie pośredniej metody określania położenia wału korbowego w indykatorze elektronicznym. Praca doktorska, PG 2001 r.



Kazimierz WITKOWSKI ur. w 1955 r. Doktor nauk technicznych, adiunkt w Katedrze Siłowni Okrętowych Akademii Morskiej w Gdyni. Jego zainteresowania obejmują zagadnienia z zakresu eksploatacji i diagnostyki okrętowych silników spalinowych.

WARUNKI PRZEPROWADZANIA I WERYFIKACJI OCENY DIAGNOSTYCZNEJ NA OKRĘCIE

Adam CHARCHALIS

Akademia Morska Gdynia, Wydział Mechaniczny

ul Morska 81-87, 81-225 Gdynia, tel. (+58) 69 01 347, achar @am.gdynia.pl

Streszczenie

Praca przedstawia problematykę przeprowadzania pomiarów energetycznych i osiąarów okrętu w warunkach badań morskich. Przedstawiono wpływ warunków zewnętrznych na zmianę charakterystyk oporowych kadłuba i śruby oraz na przykładzie turbinowego silnika spalinowego wpływ warunków atmosferycznych na wyniki pomiarów i charakterystyki silnika. Omówiono sposób sprowadzania wyników pomiarów do warunków porównawczych. Przedstawiono sposób sporządzania charakterystyk napędowych oraz analizę niepewności pomiarowej dla pomiaru momentu obrotowego

Słowa kluczowe: diagnostyka, napędy okrętowe, pomiary.

CONDITIONS OF CARRYING OUT AND VERIFICATION OF DIAGNOSTIC EVALUATION IN A VESSEL

Summary

The paper presents some problems of carrying out measurements of energetic characteristics and vessel's performance in the conditions of sea examinations. We present the influence of external conditions in the change of vessel's hull resistance and propeller characteristics as well as the influence of weather conditions in the results of examinations and characteristics of gas turbine engine. We also discuss the manner of reducing the results of measurements to the standard conditions. We present the way of preparing propulsion characteristics and the analysis of examination uncertainty for the measurement of torque.

Keywords: diagnostics, vessel's propulsion systems, measurements.

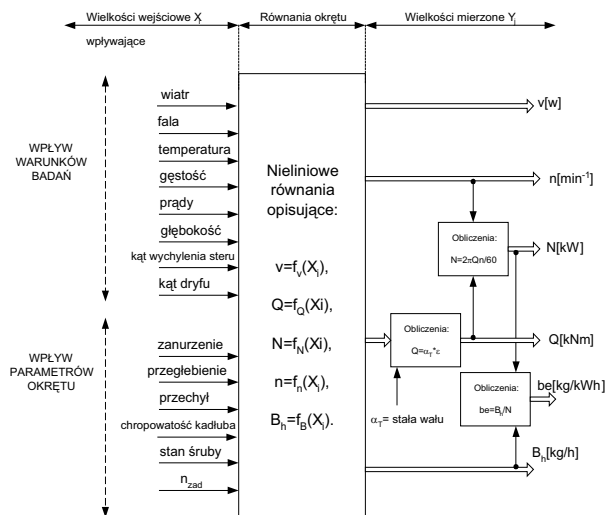
1. UWAGI WSTĘPNE

Pomiary wykonywane na okrętach mają na celu określenie aktualnego stanu technicznego elementów napędu głównego lub ocenę parametrów ruchowych statku. Pomiary diagnostyczne powinny być wykonywane w sposób ciągły, natomiast pomiary mające na celu opracowanie charakterystyk napędowych wykonywane są okresowo np. po zbudowaniu statku, przeprowadzeniu remontu elementów układu napędowego itp. Pomiary wykonywane na okręcie mają na celu ocenę prognozy napędowej dla nowobudowanego statku, czy też ocenę aktualnych parametrów ruchowych statku będącego w eksploatacji. Bez względu na cel przeprowadzanych pomiarów należy zdawać sobie sprawę z tego, że statek zawsze pracuje w innych warunkach i warunki te mogą mieć wpływ na jakość i wiarygodność pomiarów. Na zmianę warunków pływania wpływ mają parametry związane z:

- samym statkiem tj. stan załadowania, zużywanie zapasów (zmiana wyporności), zmiana stanu kadłuba, śrub, silników itp.
- warunkami hydrometeorologicznymi
- rejonem pływania.

Ocenę rzeczywistych charakterystyk napędowych w eksploatacji przeprowadza się podczas badań okrętu w morzu [2].

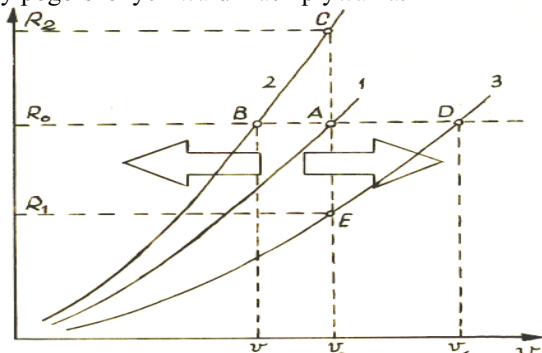
Dla pełnej oceny charakterystyk napędowych należałoby mierzyć: moment obrotowy na wałach napędowych; napór śrub; prędkość obrotową wałów, prędkość okrętu i zużycie paliwa przez poszczególne silniki. Na rys. 1 przedstawiono blokowy model okrętu jako obiektu badań napędowych w morzu.



Rys.1. Blokowy model okrętu

2. ZMIANA OPORÓW PŁYWANIA STATKU

Opory statku określane są w fazie projektowania metodami obliczeniowymi oraz eksperymentalnie przy pomocy badań modelowych. Stanowią one podstawę doboru układu napędowego. Określenie oporu statku w czasie jego projektowania przeprowadza się dla standardowych warunków pływania. W eksploatacji w sposób ciągły zmienia się wyporność statku, a więc jego zanurzenie, stan kadłuba, warunki zewnętrzne itp. Powoduje to zmianę (pogorszenie) charakterystyk oporowych oraz zmianę charakteru obciążeń silników głównych przy realizacji tych samych prędkości pływania. Stąd znajomość charakterystyk oporowych i ocena wpływu poszczególnych warunków mających wpływ na ich wartość przy ocenie diagnostycznej stanu elementów układu napędowego, czy ocenie charakterystyk napędowych jest istotna [3]. Na rys. 2 przedstawiono przykładowe charakterystyki oporowe dla statku pływającego w polepszonych, czy pogorszonych warunkach pływania.

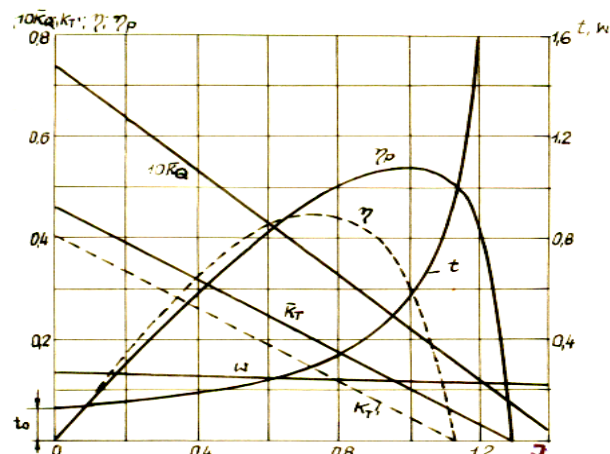


Rys. 2. Charakterystyki oporowe kadłuba

3. ZMIANA CHARAKTERYSTYK ŚRUB

Śruby okrętowe podobnie jak kadłub statku pracują w silnie zmiennych warunkach. Szczególnie dotyczy to zmiany zanurzenia śruby wynikającej ze zmiany wyporności, permanentnej

zmiany zanurzenia oraz i kąta napływu wody przy pływaniu na fali oraz pogorszenie stanu (wzrost chropowatości) powierzchni skrzydeł śruby. Dla oceny warunków pracy śruby za kadłubem statku istotnym jest znajomość relacji współpracy kadłuba i śruby. Na rys. 3. przedstawiono przykładową charakterystykę hydrodynamiczną śruby pracującej za kadłubem statku.



Rys.3. Charakterystyki hydrodynamiczne śruby

4. WPŁYW WARUNKÓW ZEWNĘTRZNYCH NA CHARAKTERYSTYKI SILNIKA

Układ napędowy statku pracuje w silnie zmiennych warunkach. Zmiana warunków spowodowana jest ciągłą zmianą wyporności, a więc i zanurzeniem, zmianą rejonu pływania, zmianą warunków hydrometeorologicznych oraz zmianą stanu kadłuba śruby i silników. Dla prowadzenia diagnostyki układu napędowego statku w czasie, niezbędnym jest przy wykonywaniu pomiarów uwzględnianie zmiany warunków pływania.

4.1. Wpływ parametrów atmosfery

Warunki atmosferyczne mają wpływ na osiągi każdego rodzaju silnika, jednakże największy wpływ dotyczy turbinowych silników spalinowych [1]. Turbinowe silniki spalinowe dla zapewnienia odpowiedniego przebiegu procesu roboczego wymagają dużych ilości powietrza. Współczynnik nadmiaru powietrza w silniku wynosi 3,6–5. Odpowiada to jednostkowemu zapotrzebowaniu powietrza, wynoszącemu 18 – 25 kg/kWh. Konieczność sprężania dużej masy powietrza powoduje, że istotny jest wpływ zmiany warunków atmosferycznych na pracę silnika, warunki jego regulacji, osiągi itp. Istotny wpływ wywierają zmiany temperatury, ciśnienia i wilgotności powietrza, które powodują zmianę własności fizycznych czynnika roboczego takich jak gęstość, lepkość, ciepło właściwe, stała gazowa itp.

Zmiany osiągnięć silnika spowodowane warunkami atmosferycznymi mogą być znaczne i niekiedy mogą powodować niemożność zrealizowania odpowiednich osiągnięć silnika czy

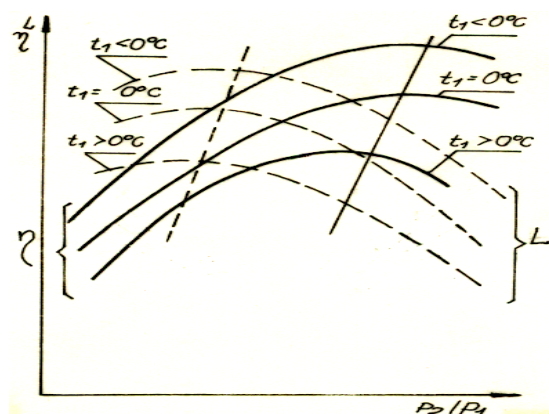
też postawienie niewłaściwej diagnozy z uwagi na nieporównywalność warunków pomiarów.

4.1.1. Wpływ temperatury powietrza dolotowego

Wahania temperatury powietrza dolotowego spowodowane są eksploatacją okrętów w różnych rejonach, a nawet strefach klimatycznych, różnych porach roku i dnia.

Standardowo przyjmuje się że temperatura otoczenia wynosi 288 K. Natomiast dla rejonu Morza Bałtyckiego można przyjąć, że temperatura otoczenia zmienia się w zakresie 238 – 308 K. Tak duże wahania temperatury powodują wyraźną zmianę warunków pracy silnika, co musi być uwzględniane przy ocenie osiągnięć silnika pracującego w różnych warunkach. Wzrost temperatury powietrza dolotowego powoduje obniżenie strumienia masy powietrza z uwagi na zmniejszenie gęstości i w rezultacie obniżenie mocy silnika. Także zmianie ulegają inne wielkości charakteryzujące przebieg procesu roboczego silnika oraz sprawność sprężarki. W zakresie obciążeń bliskich obliczeniowym, wzrost temperatury powietrza powoduje nieznaczny wzrost sprawności sprężarki. Spowodowane jest to wzrostem prędkości dźwięku i obniżeniem liczby Macha, co powoduje poprawienie warunków opływu, czyli zmniejszenie strat hydraulicznych.

Przy obniżeniu temperatury powietrza dolotowego spadek sprawności sprężarki powoduje wzrost jednostkowego zużycia paliwa. Na rys 4 przedstawiono charakter zmian sprawności sprężarki i jej pracy efektywnej w zależności od temperatury powietrza dla różnych spręż. Z przedstawionych zależności wynika, że optymalny spręż zarówno dla sprawności sprężarki jak i jej pracy zmienia się liniowo.



Rys. 4. Charakter zmian sprawności i pracy sprężarki w zależności od temperatury i sprężu

Zmiana tych wartości optymalnych różni się od siebie tym bardziej im różnica temperatur zwiększa się.

4.1.2. Wpływ zmiany ciśnienia atmosferycznego

Zmiany ciśnienia atmosferycznego, w porównaniu do temperatur są stosunkowo niewielkie. Zmiany ciśnienia powietrza mogą zachodzić w zakresie 96 – 104 kPa. Względna zmiana ciśnienia odniesiona do ciśnienia standardowego (101,3 kPa) wynosi maksymalnie do 10%. Z tego względu wpływ zmiany ciśnienia na charakter pracy silnika nie jest tak znaczący jak temperatury. Zmiana ciśnienia powietrza i wynikająca z tego zmiana gęstości powietrza na wlocie do silnika prowadzi do proporcjonalnej zmiany ciśnienia we wszystkich przekrojach kontrolnych silnika. Wzrost ciśnienia atmosferycznego powoduje zwiększenie masy powietrza i w rezultacie wzrost mocy silnika. Niezmienione pozostają natomiast temperatury, prędkości obrotowe, spręż, sprawności i jednostkowe zużycie paliwa.

4.1.3. Wpływ zmiany wilgotności powietrza

Wilgotność powietrza może się zmieniać w bardzo szerokim zakresie od powietrza suchego do zawierającego nasyconą parę wodną. Wilgotność istotnie wpływa na osiągi silników spalinowych. Związane jest to przede wszystkim ze zmianą masy powietrza oraz ze zmianą parametrów cieplnych powietrza takich jak ciepło właściwe i stała gazowa. Wzrost wilgotności powietrza prowadzi do wzrostu stałej gazowej i w rezultacie do zmniejszenia gęstości powietrza dolotowego. Powoduje to zmniejszenie masowego natężenia przepływu powietrza przez silnik. Wpływ zmniejszenia natężenia przepływu powietrza jest większy niż wzrost ciepła właściwego, co powoduje spadek mocy silnika. Powietrze dolotowe do silnika oprócz pary wodnej zawiera też krople wody w postaci tzw. aerozolu morskiego. Zawartość wody i pary w odniesieniu do masy powietrza suchego określa stopień zawilżenia

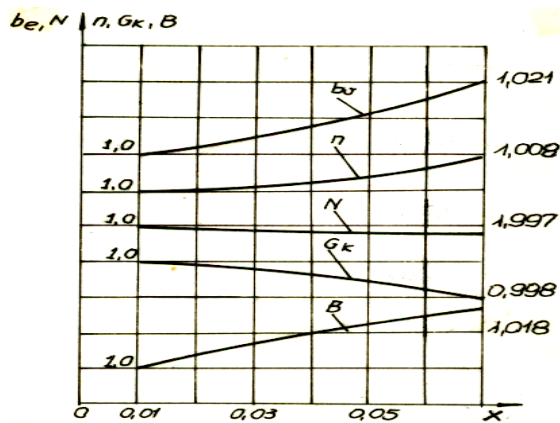
$$X = \frac{m_{H_2O}}{m_{ps}}$$

gdzie m_{ps} - masa powietrza suchego.

Na rys 5. przedstawiono przykładową zmianę osiągnięć silnika przy zmianie stopnia zawilżenia w zakresie 0,01 – 0,07

4.2. Przeliczanie wartości zmierzonych do tzw atmosfery wzorcowej

Zmienne warunki atmosferyczne występujące podczas eksploatacji silników okrętowych wymagają sprowadzenia wyników badań do parametrów tzw. atmosfery wzorcowej (po = 101,325 kPa i To = 288,15 K).



Rys.5. Wpływ zmian wilgotności powietrza dolotowego na charakterystyki silnika turbinowego

Zmianę temperatury, ciśnienia, prędkości obrotowej i mocy od warunków atmosferycznych prezentują następujące zależności :

-zredukowana moc silnika

$$P_{zr} = P_{zm} \frac{101325}{p_{ozm}} \sqrt{\frac{288,15}{T_{ozm}}}$$

-zredukowane ciśnienie

$$p_{zr} = p_{ozm} \frac{101325}{p_{ozm}}$$

-zredukowana temperatura

$$T_{zr} = T_{zm} \frac{288,15}{T_{ozm}}$$

-zredukowana prędkość obrotowa

$$n_{zr} = n_{zm} \frac{288,15}{T_{ozm}}$$

gdzie:

P_{zr} , p_{zr} , T_{zr} , n_{zr} - dotyczy parametrów zredukowanych

P_{zm} , p_{zm} , T_{zm} , n_{zm} - dotyczy parametrów zmierzonych

T_o , p_o - parametry otoczenia

5. CHARAKTERYSTYKI NAPĘDOWE

Dla sporządzenia charakterystyk napędowych niezbędnym jest znajomość:

- charakterystyki oporowej kadłuba $R = f(v)$.
- charakterystyk śrub swobodnych
- charakterystyk silników napędowych
- charakterystyki elementów przeniesienia momentu obrotowego

Charakterystyki hydrodynamiczne śrub w postaci K_T , K_Q , $\eta_p = f(J)$

gdzie:

współczynnik naporu

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$$

T – napór śruby

n – prędkość obrotowa śruby

D – średnica śruby

współczynnik momentu $K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$

Q – moment

ρ – gęstość wody

η_p – sprawność śruby swobodnej $\eta_p = \frac{K_T J}{K_Q 2\pi}$

J – współczynnik posuwu

$$J = \frac{v_p}{Dn}$$

v_p – prędkość postępową śruby

Współczynniki charakteryzujące współpracę kadłuba i śruby:

t – współczynnik ssania $t = 1 - \frac{R}{T}$

w – współczynnik strumienia nadążającego

$$w = 1 - \frac{v_p}{v}$$

Podstawą do sporządzenia charakterystyk napędowych jest opracowanie w oparciu o charakterystyki hydrodynamiczne śruby swobodnej jej pola możliwej pracy. Pole to sporządza się w układach współrzędnych $T - n$, $Q - n$, $N - n$ z zaznaczeniem linii stałych wartości współczynników posuwu J oraz prędkości obrotowej śruby n . Następnie nanosi się na odpowiednie wykresy charakterystyki oporowe oraz charakterystyki silnika napędowego odniesione do tych samych miejsc pomiarowych np. stożek śruby lub sprzęgło wału wyjściowego silnika dla momentu obrotowego i mocy oraz kadłub statku lub stożek śruby dla charakterystyki oporowej i parametrów śruby. Sprowadzenie wyników pomiarów do odpowiedniego miejsca jest istotne w celu uwzględnienia sprawności elementów pośredniczących w przekazywaniu momentu obrotowego oraz sprawności kadłuba i śrub napędowych. Charakterystyki napędowe dają pełny obraz prawidłowości doboru elementów układu napędowego i umożliwiają przeprowadzenie oceny własności ruchowych statku. Dla okrętów z kombinowanymi układami napędowymi, charakterystyki napędowe oraz sposób ich przedstawienia znacznie się komplikują. Spowodowane jest to tym, że:

- kombinowany układ napędowy umożliwia szereg sposobów wykorzystania silników napędowych; np. praca samych silników marszowych, samych szczytowych, czy też ich łączna praca;
- duże prędkości pływania powodują wysokie obciążenie śrub; z reguły śruby pracują w zakresie silnie rozwiniętej kawitacji, czy też superkawitacji, stąd w charakterystykach

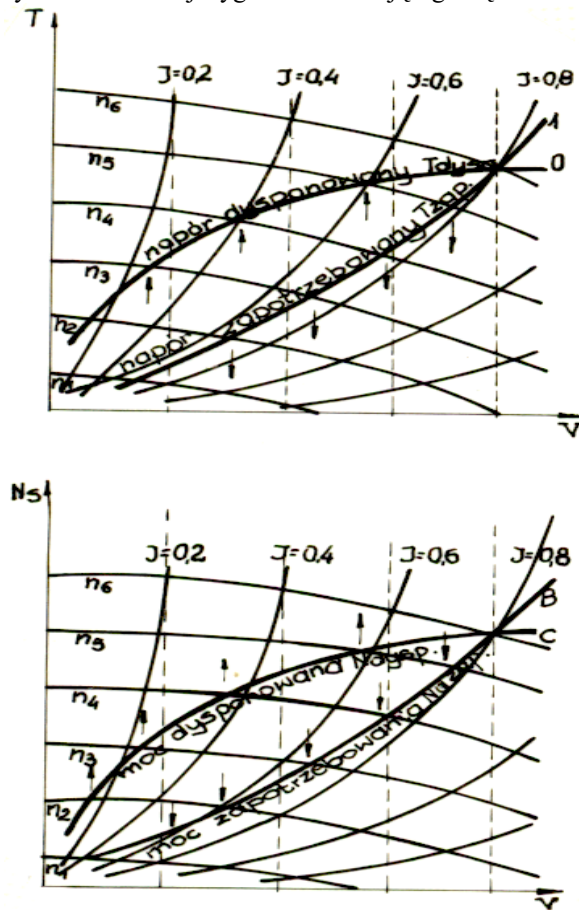
hydrodynamicznych śrub oprócz współczynnika posuwu należy uwzględnić liczbę kawitacyjną.

Dobre efekty uzyskuje się przedstawiając charakterystyki napędowe układów kombinowanych jako indywidualne [4].

Na rys 6 przedstawiono przykładową charakterystykę napędową dla klasycznego napędu statku

Dla prawidłowej oceny wiarygodności charakterystyk napędowych uzyskanych podczas prób w morzu istotnym jest oszacowanie przedziałów niepewności pomiarowych mierzonych i wyliczonych wielkości. Spośród mierzonych wielkości największa niepewność pomiarowa występuje przy pomiarze naporu śrub oraz momentu obrotowego.

Obie wielkości mierzone są metodami tensometrycznymi z zastosowaniem bezstykowego systemu transmisji sygnału z obracającego się wału.



Rys. 6. Charakterystyka napędowa statku

Na wielkość niepewności pomiarowej momentu obrotowego oraz naporu w pierwszym rzędzie wpływ ma niepewność oceny modułu sprężystości materiału wału G, która wynosi 4% oraz błąd wynikający z niezachowania równoległości położenia w stosunku do osi wału naklejanych tensometrów, przy pomiarze naporu śrub.

$$\frac{\partial Q}{Q \partial G} = \frac{1}{G} \frac{\partial Q}{\partial G} = \frac{3}{D} \frac{\partial Q}{\partial \varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon}$$

Niepewność pomiaru momentu obrotowego mierzonego metodą tensometryczną składa się z dwóch składowych częściowych.

- u_1 niepewności standardowej przyrządu pomiarowego

- u_2 niepewności standardowej stałej dla wału α_T .

$$u_Q^2 = \left(\frac{u_Q}{Q} \right)^2 = \left(\frac{u_G}{G} \right)^2 + \rho \left(\frac{u_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{u_\varepsilon}{\varepsilon} \right)^2$$

Niepewność przyrządu pomiarowego zależy od rodzaju stosowanego miernika. Do pomiarów momentu obrotowego często stosuje się mierniki firmy Philips lub Hottinger. Charakteryzują się one granicznym błędem pomiaru 0,5%, stąd niepewność pomiarowa przy założeniu równomiernego rozkładu błęd pomiaru wynosi

$$u_1 = \frac{0,5}{\sqrt{3}} = 0,289\%$$

Do wzorcowania tensometrycznego układu pomiarowego wykorzystywany jest opornik kalibrowany R_{cal} o błędzie granicznym 0,01%. Mierzone naprężenia wału ε ze wzorcem

$$\text{związane są zależnością: } \varepsilon = \frac{1}{4K_t} \frac{R_t}{R_t + R_{cal}}$$

gdzie: R_t - rezystancje tensometrów

K_t - stałe tensometru.

Wpływ wzorca na niepewność pomiarową naprężeń

ε wyznacza się wg zależności jak dla pomiarów złożonych

$$\frac{\partial \varepsilon}{\varepsilon \partial R_t} = \frac{1}{R_t}, \quad \frac{\partial}{\varepsilon \partial K_t} = -\frac{1}{K_t}, \quad \frac{\partial \varepsilon}{\varepsilon \partial R_2} = -\frac{1}{R_2}$$

$$\left(\frac{U_\varepsilon}{\varepsilon} \right)^2 = \left(\frac{V_{R_t}}{R_t} \right)^2 + \left(\frac{-U_k}{K_t} \right)^2 + \left(\frac{-V_{R_2}}{R_2} \right)^2$$

Przy założeniu błędów granicznych wartości podstawowych $R_t \rightarrow \pm 0,2\%$, $K_t \rightarrow \pm 0,5\%$ oraz $R_2 \rightarrow \pm 0,01\%$, niepewność wzorcowania naprężenia wału wynosi 0,314%. Obliczenie momentu obrotowego przeprowadza się w oparciu o zmienną wartość naprężeń w wale

$$Q = \alpha_T \varepsilon$$

gdzie

α_T - stała dla danego wału

$$\alpha_T = \frac{4GJ}{D} \quad J = \frac{\pi D^4}{32}$$

Niepewność pomiarowa momentu obrotowego liczona jak dla pomiarów złożonych oraz przy założeniu błędów granicznych

dla G $3s = 3,45\%$ stąd $u_G/G = 1,15\%$

dla D $\pm 0,1$ mm i $D > 200$ mm i $u_{D/D} = 0,029\%$

dla ε $u_\varepsilon/\varepsilon = 0,314\%$
wynosi: $1,2\%$

Największy udział w niepewności pomiarowej ma błąd oszacowania modułu sprężystości G . Błąd ten można wyeliminować poprzez przeprowadzenie badań wytrzymałościowych stali stosowanych na wały lub wykorzystanie specjalnej wycechowanej wstawki pomiarowej w odcinku linii wałów.

6. WNIOSKI KOŃCOWE

Przeprowadzane badania układu ruchowego okrętu w warunkach rzeczywistych, na wyniki których istotny wpływ mają warunki zewnętrzne tzn. środowisko badań oraz szeroko rozumiany stan kadłuba i śruby mogą pozwolić na oszacowanie stanu technicznego całego okrętu tzn. kadłuba i układu napędowego. Wykonywane okresowo badania pozwalają określić wzajemne relacje pomiędzy zużyciem paliwa, momentem obrotowym, prędkością obrotową oraz prędkością okrętu. I te relacje mogą być wykorzystywane w bieżącej eksploatacji dla oceny stanu poszczególnych elementów układu napędowego przy wykorzystaniu teoretycznych charakterystyk napędowych obliczonych dla śruby i kadłuba adekwatnego. W badaniach diagnostycznych każdorazowo należy brać pod uwagę stan załadunku statku, a dla okrętów wojennych stan

zapasów w tym zapas paliwa, który stanowi duży udział w masie całkowitej statku oraz warunki atmosferyczne i hydrometeorologiczne wykonywania pomiarów.

LITERATURA

- [1] Charchalis A., Diagnostowanie okrętowych silników turbinowych wyd. AMW Gdynia 1991.
- [2] Charchalis A., Nadzór eksploatacyjny siłowni z turbinowymi silnikami spalinowymi PROBLEMY EKSPLOATACJI nr 4/2001
- [3] Charchalis A., Opory okrętów wojennych i pędniki okrętowe wyd. Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni 2001.
- [4.] Charchalis A. Wykorzystanie charakterystyk napędowych układów ruchowych okrętów szybkich. XXX Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN Węgierska Górka 2003
- [5] Charchalis A. „Diagnostowanie układów napędowych okrętów w oparciu o pomiar parametrów eksploatacyjnych XXXI Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN Węgierska Górka 2005.



Adam CHARCHALIS, ur. w 1944 r. w Przemyśle. Studia I stopnia ukończył w 1968 r. w Wyższej Szkole Marynarki Wojennej, a studia II stopnia w 1971r. na Wydziale Okrętowym Politechniki Gdańskiej. W latach 1968 - 1971 był oficerem mechanikiem na trałowcu ORP „Krogulec”. Od 1971r. pracował w Wyższej Szkole Marynarki Wojennej, obecnie Akademii Marynarki Wojennej, pełniąc od 1979r. obowiązki zastępcy Komendanta Instytutu Konstrukcji i Napędów Okrętowych, a od 1990r. do 2003r. Komendanta tegoż Instytutu. W latach 1994 - 2003 pełnił obowiązki dziekana Wydziału Mechaniczno-Elektrycznego Akademii Marynarki Wojennej. Od 1999r. prof. zwyczaj. Akademii Morskiej w Gdyni. Doktorat w 1978r., habilitacja 1984r., tytuł profesora 1994r. Zainteresowania badawcze i dydaktyczne to „Siłownie” i „Napędy okrętowe”, „Projektowanie okrętów”, „Turbinowe silniki spalinowe” oraz „Diagnostyka maszyn okrętowych”. Stworzył system diagnostowania układów napędowych okrętów z turbinowymi silnikami spalinowymi, który został wdrożony na okrętach Marynarki Wojennej. Autor 3 monografii, 8 podręczników i ponad 250 prac. Promotor 13 zakończonych przewodów doktorskich.

DIAGNOSTYKA OBIEKTÓW PODWODNYCH Z WYKORZYSTANIEM POJAZDU TYPU ROV

Adam OLEJNIK

Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni
Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętu
Zakład Technologii Nurkowania i Prac Podwodnych
81 – 103 Gdynia 3, ul. Śmidowicza 69
tel. (+58)626-27-46; fax. (+58) 625-38-82
e-mail: aolej@wp.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodę wizualnej oceny stanu technicznego obiektów podwodnych z wykorzystaniem pojazdów typu ROV. Przedstawiona metoda umożliwia diagnozowanie obiektów położonych na małych, średnich i dużych głębokościach. Jej weryfikacji dokonano podczas realizacji szeregu prac umownych i bezumownych wykonywanych na rzecz jednostek organizacyjnych Ministerstwa Obrony Narodowej, Ministerstwa Infrastruktury, Ministerstwa Spraw Wewnętrznych i Administracji oraz krajowego przemysłu naftowego. Przedstawione w pracy przykłady zastosowania metody oparte są o wyniki tych prac i obejmują ocenę stanu technicznego: podwodnej części kadłuba jednostek pływających, wraki statków lub samolotów oraz obiektów hydrotechnicznych.

Słowa kluczowe: prace podwodne, obiekty podwodne, diagnostyka.

ROV IN UNDERWATER OBJECT VISUAL INSPECTION

Summary

The method of visual estimation of submarine objects technical state with vehicle ROV utilisation was presented in the paper. The method enables diagnostic of objects localized on small, medium and large depths. Verification of method was done during realization of orders from Ministry of Defense, Ministry of Infrastructure, Ministry of Interior and national oil industry. Examples presented in paper come from these orders and include estimation of technical state of submarine parts of ships, wracks of ships and planes, hydro technical objects.

Keywords: underwater work technology, underwater object, underwater visual inspection.

1. WSTĘP

Zdalnie sterowane bezzałogowe pojazdy podwodne (ROV z j. ang. *remotely underwater vehicle*) to urządzenia umożliwiające obserwację sytuacji podwodnej w bliskiej strefie działania pojazdu [8]. Zakres zbieranych przez taki pojazd informacji jest uzależniony od rodzaju i parametrów jego wyposażenia pokładowego, które może obejmować kamerę TV, mierniki parametrów hydrologicznych, sonar i echosondę. Zaletą konstrukcji ROV jest jej mobilność powiązana z możliwością długotrwałej pracy nawet na znacznych głębokościach [2,5,8]. Ponadto istnieje możliwość obserwacji telewizyjnej badanego obiektu w czasie rzeczywistym. Przekaz danych zbieranych przez urządzenia pokładowe pojazdu na powierzchnię jest realizowany za pomocą tzw.

kabloliny, która również służy do przesyłania sygnałów sterujących ruchem pojazdu i pracą wyposażenia pokładowego. Z racji swoich licznych zalet pojazdy typu ROV znalazły szerokie zastosowanie w technologii prac podwodnych, a w tym między innymi do oceny stanu technicznego zatopionych obiektów [2,9]. Przy czym należy tu zwrócić uwagę, że najczęściej ma zastosowanie pojazd w podstawowej konfiguracji, a w związku z powyższym można wówczas dokonać jedynie jakościowej, czyli wizualnej oceny stanu technicznego obiektu [13]. Pomimo tego jest to bardzo ważna informacja diagnostyczna szczególnie w przypadku obiektów położonych na dużych głębokościach, których przegląd jakkolwiek inną techniką byłaby kłopotliwy [13].

Podczas całej historii zmagania człowieka z morzem poszukiwano sposobów, by nie tylko

dotrzeć jak najdalej, ale także jak najgłębiej i by podczas swych podwodnych wypraw uzyskać największą swobodę ruchu i autonomiczność. Pomimo wieloletniego postępu technicznego w dziedzinie technologii prac podwodnych, granice swobodnego przebywania człowieka w toni wodnej nie zostały daleko przesunięte [1,6,10]. Do końca XX wieku na dno Rowu Mariańskiego¹ zanurzyło się tylko dwóch ludzi i jeden robot² [9]. Tymczasem powierzchnię Księżyca odwiedziło 12 astronautów, a jest ona o 35 tys. razy dalej niż dno Rowu Mariańskiego. Być może wynika to z faktu, że problematyka eksploracji głębin jest trudniejsza i bardziej złożona niż zdobywanie kosmosu, a być może z faktu, że badania w tym kierunku były gorzej finansowane. Podróżujący z Ziemi na Księżyc astronauta ma do czynienia z różnicą ciśnień, którą nurek musi pokonać zanurzając się zaledwie na głębokość 10 metrów. Znaczące są też czynniki fizyczne, które ograniczają użyteczność klasycznych technik nurkowania w eksploracji głębin mórz i oceanów. Czynniki te są konsekwencją termodynamiki gazów oddechowych, w tym praw Boyle'a, Daltona i Henry'ego [1,10,11]. Ilość gazu obojętnego rozpuszczającego się w krwi nurka podczas pobytu na głębokości roboczej ma bezpośredni związek z ciśnieniem cząsteczkowym tego gazu w czynniku oddechowym oraz czasem pobytu pod maksymalnym ciśnieniem nurkowania. W ten sposób w ciele nurka gromadzi się gaz obojętny, a jego usunięcie podczas wynurzenia wymaga przeprowadzenia dekompresji, co umożliwia mu bezpieczny powrót do warunków normobarycznych, czyli na powierzchnię. Problem w tym, że stosunek czasu dekompresji do czasu pobytu pod maksymalnym ciśnieniem rośnie wraz z głębokością nurkowania niemal według krzywej wykładniczej, co powoduje, że wykonywanie pracy pod wodą w strefie poza dekompresją zerową staje się pracochłonne, niebezpieczne dla nurków oraz bardzo kosztowne [10]. Opracowanie szeregu technologii nurkowań głębokowodnych z zastosowaniem sztucznych czynników oddechowych takich jak mieszaniny helowo-tlenowe (tzw. heliox), mieszaniny helowo-tlenowo-azotowe (tzw. trimix), czy też helowo-wodorowo-tlenowe (tzw. hydrex) zaowocowały osiągnięciem maksymalnej głębokości rzędu 600 metrów w toni wodnej i 700 metrów w warunkach laboratoryjnych [1,6,10]. Realizacja tych nurkowań wymaga poniesienia znacznych kosztów i wiąże się z zaangażowaniem licznych sił. Stąd też, jeśli zachodzi jedynie konieczność dokonania inspekcji

obiektu podwodnego położonego na znacznej głębokości mającej na celu ocenę wizualną jego stanu technicznego dogodniej jest zastosować zdalnie sterowany pojazd podwodny, za pomocą którego uzyskamy telewizyjne zobrazowanie obiektu i możliwość kierowania przebiegiem inspekcji [2, 4, 7, 12, 13].

Przedstawione przykłady realizacji prac podwodnych oparto o wyniki badań wykonanych z wykorzystaniem ROV produkcji francuskiej firmy COMEX PRO, który stanowi wyposażenie Laboratorium Bezzałogowych Technik Podwodnych Zakładu Technologii Nurkowania i Prac Podwodnych Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni. Prace były realizowane jako umowne i bezumowne prace badawcze wykonywane na zlecenie jednostek organizacyjnych Marynarki Wojennej RP, Ministerstwa Infrastruktury, Ministerstwa Spraw Wewnętrznych i Administracji oraz krajowego przemysłu naftowego. Dla potrzeb niniejszego opracowania dokonano klasyfikacji obiektów podwodnych z podziałem na:

- podwodną część kadłubów jednostek pływających,
- wraki statków lub samolotów, zatopione na skutek oddziaływania sił przyrody lub szeroko rozumianej działalności wojskowej,
- obiekty hydrotechniczne, tu rozumiane jako celowo zatopione urządzenia przeznaczone do obsługi podwodnych złóż ropy i gazu oraz nabrzeża portowe, czy też śluzy zapór wodnych.

2. OCENA STANU TECHNICZNEGO PODWODNEJ CZĘŚCI KADŁUBA JEDNOSTKI PŁYWAJĄCEJ.

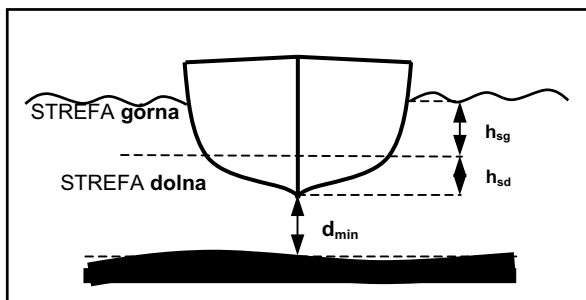
Przegląd podwodnej części kadłuba za pomocą zwiadu nurkowego, to najstarsza metoda inspekcji, która towarzyszy flotom wojennym i jednostkom cywilnym w eksploatacji i codziennej działalności człowieka na morzu od szeregu lat [13]. Powyższe inspekcje realizowane są przez nurka lub nurków. Jakość i przydatność zwiadu nurkowego jest zależna od dwóch czynników: kwalifikacji nurka i stopnia widzialności. Do wykonania inspekcji kadłuba jednostki pływającej można również zastosować pojazd ROV, dzięki któremu ograniczeniu ulega czas pobytu nurków w wodzie oraz można realizować inspekcję w warunkach skażonych. Ponadto, w czasie realizacji inspekcji kadłuba z wykorzystaniem ROV operatorowi pojazdu może towarzyszyć specjalista kadłubowiec, który na bieżąco będzie formułować diagnozę. Ocena stanu technicznego kadłuba za pomocą ROV przebiega trzyetapowo [12,13]: inspekcja strefy górnej, inspekcja strefy dolnej oraz tzw. Etap post – procesingu, w czasie, którego dokonuje się analizy zebranych materiałów i dokumentację z inspekcji. Podział kadłuba na strefy jest umowny i wynika z innego ustawienia pojazdu względem badanego

¹ Rów oceaniczny w zachodniej części Oceanu Spokojnego uznawany za najgłębsze miejsce na Ziemi, dł. ok. 2550 km, szer. ok. 70 km; głębokość 11 022 m (głębia Witiaż) oraz 11 034 m (głębia Challenger). [3]

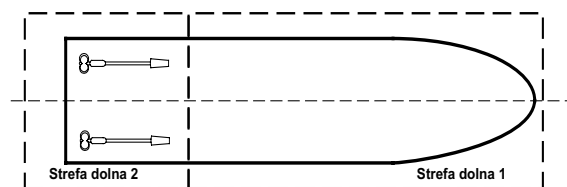
² J.Piccard i D. Walsh w batyskafie „Trieste” oraz pod koniec lat 90-tych XX w. japońskiej produkcji pojazd ROV o nazwie „Kaiko” [9].

obiekty oraz odmiennej jego trajektorii w poszczególnych strefach. Granicą stref jest obł kadłuba. Strefa dolna obejmuje: obł, dno, urządzenia sterowe oraz linię wałów i śruby. Natomiast strefa górna poszycie burtowe do linii wodnej, gdzie inspekcja obejmuje: poszycie, ochronę protektorową, otwory zaburtowe i stan techniczny powłoki malarskiej (rys. 1).

Zwykle praktykowany jest dodatkowy podział strefy dolnej na dwie podstrefy, co wynika z zalecanej trajektorii pojazdu w obrębie podkadłubowych elementów napędu głównego. I tak strefa dolna 1 obejmuje denną część kadłuba od dziobnicy do uszczelnień linii wałów śrubowych, a strefa dolna 2 od dławic do rufy jednostki (rys. 2). Wizualna ocena poszczególnych elementów konstrukcyjnych podwodnej części kadłuba jednostki pływającej oparta jest o szereg punktów kontrolnych, które wyznaczone są przez użytkownika danej jednostki. Ostatnim etapem oceny stanu technicznego podwodnej części kadłuba jednostki pływającej jest przetwarzanie i analiza zebranych informacji, czyli tzw. post-procesing.



Rys. 1. Umowny podział kadłuba jednostki pływającej do przeprowadzenia inspekcji za pomocą ROV - przekrój w płaszczyźnie owręza; h_{sg} – wysokość strefy górnej, h_{sd} – wysokość strefy dolnej, d_{min} – minimalna odległość stępki od dna [12, 13]



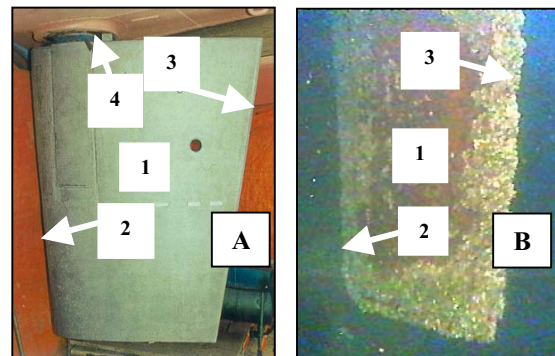
Rys. 2. Podział strefy dolnej na podstrefy 1 i 2 [12, 13]

Najlepiej w tym przypadku posłużyć się odpowiednim oprogramowaniem komputerowym umożliwiającym wyodrębnianie klatek filmowych i ich cyfrową obróbkę. Cały materiał filmowy oglądany jest klatka po klatce w poszukiwaniu ujęć wyraźnie zawierających wytypowane punkty kontrolne, następnie tak odnalezioną klatkę wyodrębnia się zapisując ją jako oddzielny plik zdjęciowy i porównuje z materiałem uzyskanym podczas dokowania jednostki. Na tej

podstawie ocenia się zmiany stanu technicznego poszczególnych elementów konstrukcyjnych. Na rys. 3 przedstawiono przykład oceny stanu technicznego płetwy sterowej jednostki pływającej. Wyraźnie widać zwiększenie chropowatości płetwy spowodowanej porostem podwodnej części kadłuba. Przedstawiony na rys. 3B stan kwalifikuje jednostkę do dokowania lub oczyszczania innymi metodami.

3. OCENA STANU TECHNICZNEGO WRAKU STATKÓW LUB SAMOLOTÓW

Ocena stanu technicznego tego typu obiektów podwodnych związana jest z przypisaniem danemu obiektowi indywidualnych atrybutów w postaci takich cech jak nazwa, stan kadłuba, rodzaj uszkodzeń itp. Zwykle po wykryciu nowego obiektu podwodnego oprócz podstawowych czynności takich jak określenie jego pozycji, położenia, orientacji na dnie, określanych za pomocą urządzeń hydrograficznych należy dokonać jego identyfikacji [2]. Każdy nowo wykryty obiekt podwodny podlega takiej identyfikacji, co jest związane z określeniem stopnia niesionych przez niego zagrożeń jako tzw. niebezpieczeństwa nawigacyjnego znajdującego się w obrębie szlaków żeglugowych.



Rys. 3. Porównanie materiału zdjęciowego wykonanego podczas dokowania (A) i w czasie inspekcji podwodnej z wykorzystaniem pojazdu typu ROV (B). 1 – powierzchnia płetwy sterowej, 2 – krawędź natarcia, 3 – krawędź spływu, 4 – uszczelnienia trzonu sterowego [14]

Ostatecznie przed naniesieniem pozycji obiektu na mapy morskie dokonuje się pełnej oceny sytuacji odnośnie jego stanu technicznego jak i otoczenia w strefie zalegania obiektu. Zazwyczaj prace identyfikacyjne realizuje się za pomocą technik nurkowych lub bezzałogowych [2, 4]. Przy czym identyfikacja dokonana przy pomocy ekipy nurkowej nie zawsze jest wiarygodna, szczególnie w przypadku prac realizowanych przez niedoświadczony zespół nurkowy lub dla obiektów położonych na znacznych głębokościach [4]. Ponadto, przy ocenie stanu wraku współczesnych samolotów nierzadko konieczne staje się wydobywanie rejestratora lotu lub rejestratora parametrów uzbrojenia (tzw. czarnej skrzynki). Ewentualne

dodatkowe prace nurkowe na wraku zidentyfikowanego za pomocą ROV są bezpieczniejsze, gdyż w chwili rozpoczęcia tych prac kierownik ekipy nurkowej ma już pełną informację na temat zagrożeń w jego obrębie. Ocena stanu technicznego tego typu obiektów podwodnych z reguły przebiega w czterech etapach:

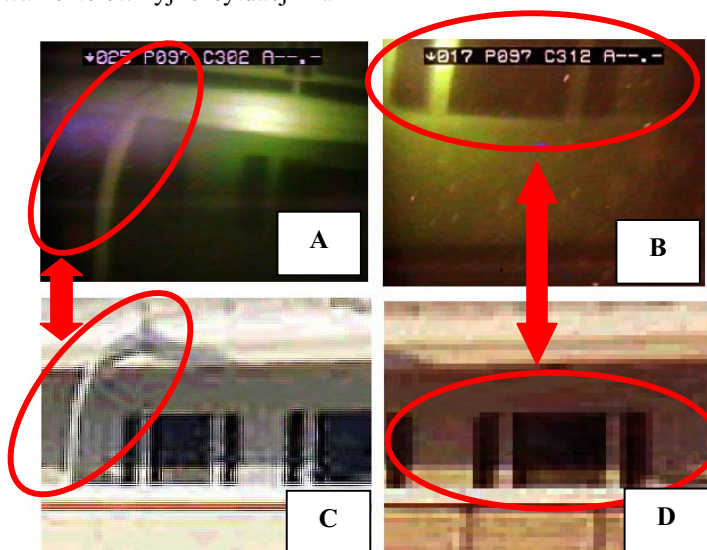
- przygotowanie misji ROV,
- rozpoznanie drogi dojścia pojazdu do dna w rejonie działania,
- robocza misja pojazdu,
- przetwarzanie i analiza zebranych informacji.

Etap przygotowania jest realizowany jeszcze zanim wypłynie się w rejon zalegania zlokalizowanego obiektu podwodnego. Polega na zebraniu jak największej ilości materiałów archiwalnych na temat domniemanej jednostki, której stan ma być oceniany. Materiały powinny zawierać zdjęcia jednostki, dane dotyczące liczby masztów, kominów, usytuowania ładowni, bomów przeładunkowych, położenia i wymiarów nadbudówki itp. Ponadto, w czasie tego etapu analizuje się wszystkie materiały uzyskane podczas wcześniejszych pomiarów hydrograficznych na podstawie, których opracowana zostaje taktyka podejścia pojazdu do obiektu, w taki sposób, aby nie doprowadzić do jego uszkodzenia lub ewentualnie utraty.

W rejonie operacji w pierwszej kolejności wykonuje się rozpoznanie drogi dojścia pojazdu do dna. Konieczność wykonania tego etapu wynika między innymi z faktu, że na zobrażowaniu sonarowym przeważnie nie widać sieci lub lin okalających obiekt [4]. Powyższe rozpoznanie polega na wykorzystaniu opuszczanej pionowo w dół kamery telewizyjnej podwodnej, za pomocą, której uzyskuje się zobrażowanie telewizyjne sytuacji na

drodze zanurzenia pojazdu. Pozwala to na ocenę ewentualnych zagrożeń. Nawet, jeśli z różnych przyczyn wystąpi uszkodzenie kamery to jej utrata będzie nieporównywalnie mniejsza niż uszkodzenie lub strata pojazdu ROV.

Misję roboczą pojazdu realizuje się w taki sposób, aby jednostka głębinowa systemu ROV podpłynęła do obiektu od przeciwnej strony jej masztów lub kominów i z poziomu dna [2]. Następnie pojazd wynurzany jest do wysokości pokładu głównego i tam przemieszczany w prawą lub lewą stronę tak, aby zebrać jak największą ilość reprezentatywnego materiału zdjęciowego (rys. 4A i 4B). Po zakończeniu misji roboczej pojazdu przystępuje się do etapu analizy i przetwarzania zebranych informacji (post-procesing). Podobnie jak w poprzednio omawianym punkcie polega ona głównie na cyfrowej obróbce zdjęć. Przy czym w tym przypadku poszukuje się klatek filmowych, które zawierają ujęcia charakterystycznych elementów konstrukcyjnych obiektu, które można porównać z tymi samymi elementami sfotografowanymi przed jego zatonięciem (rys. 4C i 4D). Im więcej takich szczegółów uda się dopasować tym pewność identyfikacji obiektu podwodnego jest większa. Na podstawie w ten sposób zebranych materiałów zdjęciowych oraz danych z pomiarów hydrograficznych można następnie wygenerować za pomocą komputera obraz przedstawiający obiekt w położeniu podwodnym oraz jego otoczenie. Wszystkie w ten sposób zebrane informacje mogą następnie posłużyć do przygotowania prac archeologicznych związanych z wrakiem statku lub być przydatne w postępowaniu Komisji ds. Wypadków Lotniczych, czy też morskich.

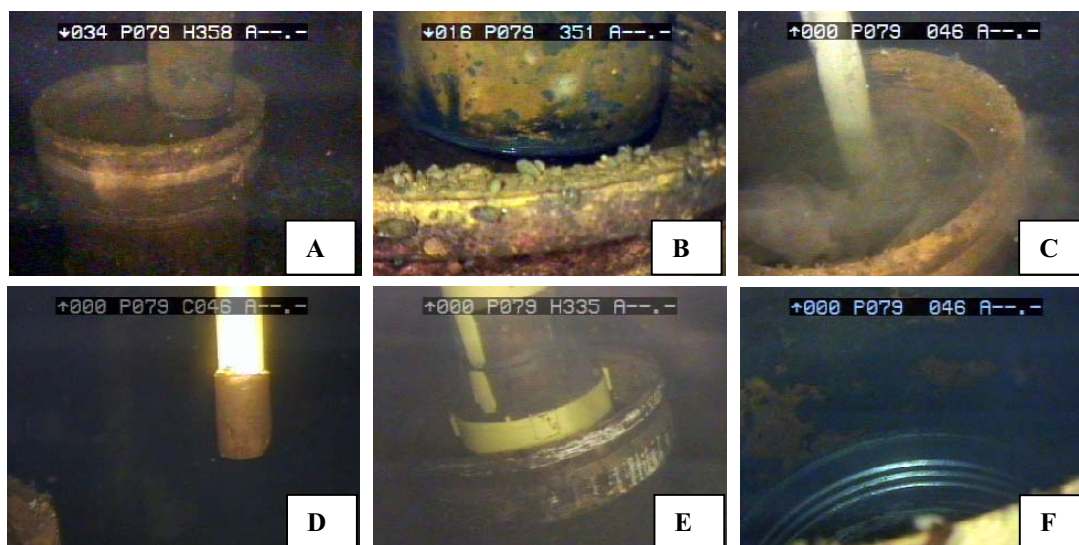


Rys. 4. Porównanie materiału archiwalnego (C,D) z materiałem uzyskanym za pomocą pojazdu ROV (A,B) – wrak statku „Fryderyk Engels” [2]

4. OCENA STANU TECHNICZNEGO OBIEKTÓW HYDROTECHNICZNYCH

W przypadku tego typu obiektów podwodnych ich ocena stanu technicznego ma przede wszystkim związek z pracami konserwacyjnymi lub interwencyjnymi. Niekiedy na ich podstawie podejmuje się decyzję o rozpoczęciu znacznego frontu prac podwodnych związanych z realizacją nurkowań w warunkach pełnego nasycenia organizmu nurków gazami obojętnymi, czyli tzw. nurkowaniami saturowanymi. Ich realizacja jest jednak bardzo kosztowna i jeśli zachodzi, choć cień podejrzenia, iż można prac interwencyjnych dokonać za pomocą zespołu narzędzi kierowanych z powierzchni i sterowanych na podstawie zobrażenia telewizyjnego uzyskanego dzięki ROV to w pierwszej kolejności wybiera się to rozwiązanie. Jest to jedyny rodzaj prac realizowanych za pomocą ROV, który ma charakter statyczny w porównaniu z wcześniej przedstawionymi przykładami. W tym przypadku pojazd praktycznie pozostaje prawie nieruchomo w miejscu nad niewielkim obiektem. Zadaniem operatora jest uzyskanie bardzo dobrego zobrażenia przestrzeni roboczej narzędzi, którymi operuje się z powierzchni pokładu platformy wiertniczej. Wbrew pozorom nie jest to zadanie łatwe, gdyż pojazd, aby zobrażać przestrzeń roboczą musi najczęściej wpłynąć w skomplikowaną

strukturę badanej konstrukcji. Z tego względu w celu niedopuszczenia do zaczepienia kabloliny sterującej pojazdu o elementy konstrukcyjne prawie w całości jest ona mocowana do obciążonej liny opustowej. Po wpłynięciu w strukturę badanej konstrukcji zadanie operatora ogranicza się do odpowiedniego ustawienia pojazdu i jego kamery TV w sposób umożliwiający obserwację przestrzeni roboczej narzędzi podawanych na wysięgnikach z powierzchni. Cała operacja jest długotrwała, czas zanurzenia pojazdu wynosi nawet do kilkunastu godzin na dobę. Na podstawie obrazu przekazywanego przez pojazd na powierzchnię dokonuje się oceny ewentualnych uszkodzeń oraz podejmuje się decyzję o sposobie ich usunięcia. Proces naprawy jest również monitorowany przez pojazd. Podczas wykonywania tego typu prac istotna jest synchronizacja pracy zespołu obsługującego ROV i narzędzi naprawczych. Po zakończeniu naprawy jej efekty są także oceniane za pomocą zobrażenia uzyskanego przez pojazd. Opracowana w ten sposób dokumentacja fotograficzna jest podstawą do uznania naprawy przez instytucję klasyfikacyjną lub Urząd Nadzoru Górniczego (dotyczy platform wiertniczych). Na rysunku 5 przedstawiono przykładowo wybrane zdjęcia z przebiegu inspekcji obiektu hydrotechnicznego położonego na głębokości 80 metrów na dnie Morza Bałtyckiego.



Rys. 5. Przykładowe etapy naprawy obiektu podwodnego nadzorowanej za pomocą pojazdu typu ROV.

A – stan pierwotny przed naprawą, B – uszkodzenia stanowiące przyczynę rozpoczęcia prac, C – czyszczenie miejsca naprawy, D – naprowadzanie urządzenia naprawczego, E – urządzenie naprawcze podczas pracy, F – efekt prac naprawczych. (M. Bałtyckie gł. 80 m)

5. WNIOSKI

Zdalnie sterowny pojazd podwodny typu ROV jest urządzeniem niezwykle przydatnym w jakościowej ocenie stanu technicznego obiektów

podwodnych. Jego wykorzystanie do powyższego celu jest możliwe zarówno na małych, średnich jak i dużych głębokościach. ROV umożliwia zobrażowanie konstrukcji obiektów podwodnych oraz stanowi mobilne źródło informacji. Pozwala na

badania wizualne stanu technicznego obiektu bez konieczności jego wydobywania na powierzchnię i najczęściej jest jedynym źródłem aktualnej informacji na temat badanego obiektu. Uzyskanie większej ilości danych na temat badanego obiektu wymaga zamontowania na ROV odpowiedniego oprzyrządowania pomiarowego. Charakterystyczną cechą opisywanych powyżej prac jest trudność w dotarciu pojazdu do badanego obiektu. Dość często, aby tego dokonać należy wykorzystać system nawigacji podwodnej, który umożliwia określenie aktualnej pozycji pojazdu w toni wodnej. W niektórych jednak przypadkach dotarcie do obiektu jest możliwe bez udziału takiego systemu pod warunkiem, że operator posiada odpowiednie umiejętności. Należy przy tym zauważyć, że wyszkolenie dobrego operatora ROV jest czasochłonne i wymaga dużej ilości treningów.

LITERATURA

- [1] Bratz John F. i inni, „Oceanotechnika”
Wyd. Morskie Gdańsk 1974 r.,
- [2] Dyrz Cz., Grabiec D., Olejnik A.
„Identyfikacja wraku statku *Engels* przykładem wykorzystania możliwości współczesnego hydrograficznego sprzętu pomiarowego do badania wraków i zanieczyszczeń na morzu” materiały konferencyjne „Aspekty bezpieczeństwa nawodnego, podwodnego oraz lotów nad morzem” DMW Gdynia 2004 r. Tom II str. 51 – 57,
- [3] Encyklopedia PWN,
- [4] Grabiec D. „Środki hydrograficznego wykrywania obiektów podwodnych i prezentacji hydrograficznych danych pomiarowych” „Polish Hyperbaric Research” **1** (2004) str. 51 – 57,
- [5] Grabiec D., Olejnik A. „Kiedy zmysły się gubią – poszukiwania podwodne z wykorzystaniem systemu bezzałogowego” „Przegląd Pożarniczy” KG PSP **8** (2004) str. 18 – 20,
- [6] Mount T., William B. „Mixed gas diving – the ultimate challenge for technical diving” Watersport Publishing Inc., San Diego 1993 r.,
- [7] Olejnik A., Poleszak St. „Wybrane aspekty wspomagania prac podwodnych zdalnie sterowanym pojazdem podwodnym”; materiały konferencyjne „Aspekty bezpieczeństwa nawodnego, podwodnego oraz lotów nad morzem” DMW Gdynia 2002 r. str. 93 – 101,
- [8] Olejnik A. „Bezzałogowy system do poszukiwań podwodnych” Biuletyn Polskiego Towarzystwa Medycyny i Techniki Hiperbarycznej wyd. spec. (2003) str. 10 – 11,
- [9] Olejnik A. „Przyszłość technologii podwodnych – nurek czy robot?” „Podwodny Świat” **6** (2002) str. 22 – 26,
- [10] Olszański R. i inni, „Problemy Medycyny i Techniki Nurkowej” Wyd. Okrętownictwo i Żegluga Gdańsk 1997 r.,
- [11] Sobański R. „Termodynamika mieszanin oddechowych ich właściwości cieplne” Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej, Szczecin 1982 r.,
- [12] Szymak P., Olejnik A. „Wybrane aspekty wspomagania inspekcji podwodnej części kadłuba za pomocą pojazdu typu ROV” Biuletyn Polskiego Towarzystwa Medycyny i Techniki Hiperbarycznej wyd. spec. (2001) str. 10 – 11,
- [13] Skrzyński St., Kłos R., Olejnik A., Poleszak St. „System podwodnej inspekcji okrętu” praca statutowa AMW pk. „Inspekcja” 2001 r.,



Kmdr ppor. dr inż. Adam Olejnik jest pracownikiem naukowo-dydaktycznym Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni. Zajmuje się eksploatacją systemów hiperbarycznych oraz oceną stanu technicznego i poszukiwaniem obiektów podwodnych za pomocą systemów bezzałogowych.

ZASTOSOWANIE MODELI PROPORCJONALNYCH W ANALIZIE RYZYKA

Robert GUMIŃSKI, Stanisław RADKOWSKI

Instytut Podstaw Budowy Maszyn, Politechnika Warszawska
ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, (022) 660 86 22, rgumin@simr.pw.edu.pl, ras@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

W pracy zaprezentowano zastosowanie proporcjonalnych modeli uszkodzeń w analizie niezawodności. We wprowadzeniu omówiono podstawy teoretyczne, a następnie przedstawiono przykład analizy niezawodności układu hydraulicznego z uwzględnieniem wpływu warunków pracy na niezawodność operatora. W końcowej części artykułu przedstawiono możliwość wykorzystania proporcjonalnych modeli uszkodzeń do estymacji wartości parametru skali na podstawie porównania rezultatów badań laboratoryjnych i danych eksploatacyjnych.

Słowa kluczowe: modele proporcjonalne, niezawodność, diagnostyka.

USING OF PROPORTIONAL HAZARDS MODELS IN RELIABILITY ANALYSIS

Summary

In the paper is explained the use of Proportional Hazards models in reliability analysis. At the beginning is presented a theoretical consideration on some application aspects. Next is presented an example of operator failure impact on reliability of hydraulic system. At the end of the paper are discussed the possibility of using the Proportional Hazards Model in evaluation of the scale parameter value on the basis of the labor experiments results and exploitation data comparison.

Keywords: Proportional Hazard, reliability, diagnostics.

1. WSTĘP

Wzrost wymagań związanych ze zmniejszeniem zagrożeń środowiska i poprawą bezpieczeństwa skomplikowanych systemów technicznych spowodował, że zagadnienia oceny niepewności występującej w procesach projektowania i podejmowania decyzji odnośnie przyjęcia określonego rozwiązania technicznego, budzą coraz szersze zainteresowanie wśród inżynierów i projektantów. Coraz częściej zwraca się uwagę na potrzebę oceny niepewności, szczególnie w przypadkach projektowania złożonych systemów technicznych i antropotechnicznych, podejmowania problemów wymagających zastosowania nowych technologii, niekonwencjonalnych rozwiązań systemowych, nowych materiałów, czy oceny możliwości wystąpienia awarii, która może spowodować rozległe straty. Oznacza to konieczność zdefiniowania problemów związanych ze sterowaniem bezpieczeństwem i niezawodnością procesu produkcyjno-eksploatacyjnego, zgodnie z założeniem, że system jakości i zarządzania ryzykiem ma zapobiegać powstawaniu trudnych sytuacji. Zatem, już w momencie definiowania przedsięwzięcia, należy określić osoby i zakres ich odpowiedzialności za poszczególne działania w procesie użytkowania wytworu. Związana z tym jest konieczność prowadzenia okresowej oceny projektu w istotnych stadiach projektowania.

Przywołując w tym miejscu normę [12], należy zgodnie z jej zaleceniami w ocenie uwzględnić następujące kryteria:

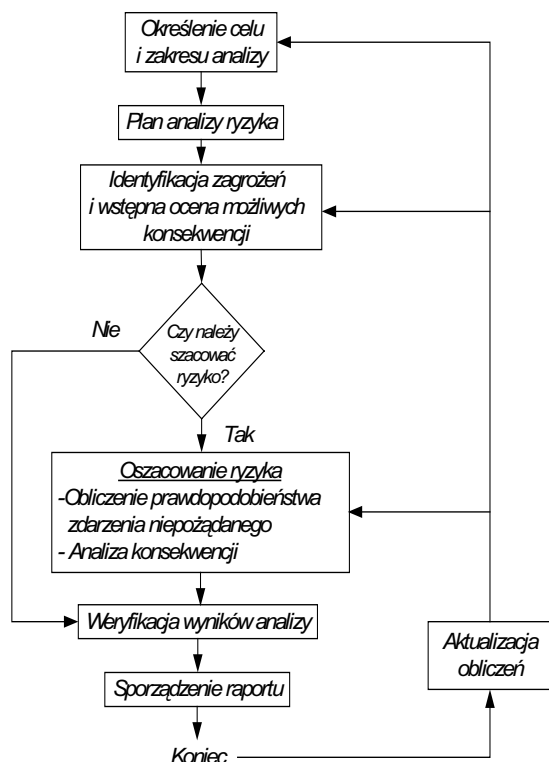
- konieczność zaspokojenia potrzeb odbiorcy, w tym bezpieczeństwo wytworu i kompatybilność ze środowiskiem;
- realizację przyjętych warunków technicznych i wymagań serwisu, w tym wymagań dotyczących niezawodności, naprawialności i obsługiwalności (np. dopuszczalne tolerancje i porównanie z możliwościami procesu wytwórczego oraz charakterystyki drobnych uszkodzeń);
- realizację wymagań związanych z wykonywaniem zadań funkcjonalnych procesu, obsługą i naprawą, w tym wymagań dotyczących bezpieczeństwa w systemie człowiek-technika-środowisko;
- identyfikację i nadzór parametrów procesu wpływających na jakość wytworów i utrzymywanie wymaganych tolerancji procesu (sam proces powinien być poddany analizie ryzyka).

Zgodnie z zaleceniami zawartymi w normach w toku postępowania podczas analizy ryzyka należy wyszczególnić następujące kroki:

- określenie zakresu analizy,
- identyfikację zagrożeń
- analizę zagrożeń,
- oszacowanie ryzyka.

Wynikający z zaleceń normy [13] algorytm analizy ryzyka przedstawiono na rysunku 1.

Uwzględniając przedstawione założenia w tym ujęciu szczególne znaczenie ma fakt możliwości zmniejszenia niepewności oszacowania ryzyka, zarówno, jeśli idzie o dokładność prognozy czasu do awarii jak i prawdopodobnego scenariusza przebiegu procesu uszkodzania oraz sumarycznych kosztów usuwania skutków uszkodzeń.



Rys. 1. Zalecany przez normę algorytm analizy ryzyka PN-EN 1050

Celowym wydawałoby się uwzględnienie w analizie niezawodności dodatkowych czynników (zmiennych systemowych), co może doprowadzić do zmniejszenia niepewności oszacowania czasu do wystąpienia zdarzenia niepożądanego. Narzędziem które może być wykorzystane do tego typu analizy są modele proporcjonalne.

2. MODELE PROPORCJONALNE

Zastosowanie modeli proporcjonalnych stwarza możliwość badania wpływu zmiennych systemowych (np. temperatury, ciśnienia, obciążenia, itp.) na niezawodność systemu.

Założenia modelu proporcjonalnego:

1. Stosunek intensywności uszkodzeń dla dwóch różnych wartości zmiennej systemowej nie zależy od czasu,
2. Intensywności uszkodzeń dla różnych wartości zmiennej systemowej są opisane tym samym rozkładem.

Na podstawie powyższych założeń możemy napisać:

$$\lambda(t, z, \beta) = \lambda_0(t) r(z, \beta) \quad (1)$$

gdzie:

t – czas

z – zmienna systemowa

β – nieznaną parametr uwzględniający wpływ zmiennej systemowej

$\lambda_0(t)$ – intensywność uszkodzeń dla wartości zmiennej systemowej przyjętej jako poziom odniesienia

Przyjmując za modelem Coxa (1997):

$$r(z, \beta) = e^{z\beta} \quad (2)$$

otrzymujemy:

$$\lambda(t, z, \beta) = \lambda_0(t) e^{z\beta} \quad (3)$$

Model, który można zapisać za pomocą równania (1), nazywa się modelem proporcjonalnym, można go uogólnić na dowolną liczbę zmiennych systemowych:

$$\begin{aligned} \lambda(t, z_1, \dots, z_n, \beta_1, \dots, \beta_n) &= \\ &= \lambda_0(t) r(z_1, \dots, z_n, \beta_1, \dots, \beta_n) \end{aligned} \quad (4)$$

po podstawieniu modelu Coxa otrzymujemy:

$$\lambda(t, z_1, \dots, z_n, \beta_1, \dots, \beta_n) = \lambda_0(t) e^{z_1\beta_1 + \dots + z_n\beta_n} \quad (5)$$

Wykładnicza postać funkcji $r(z, \beta)$ gwarantuje, że funkcja intensywności przyjmuje wartości nieujemne bez względu na wartości współczynników.

W celu sprawdzenia czy rozpatrywany układ i zgromadzone dane o jego uszkodzeniach spełniają założenia modelu proporcjonalnego można przeanalizować stosunek intensywności uszkodzeń w funkcji czasu, jeżeli otrzymamy prostą równoległą do osi czasu to założenie jest spełnione (stosunek intensywności uszkodzeń dla dwóch różnych wartości zmiennej systemowej nie zależy od czasu).

Najczęściej wykorzystywanym rozkładem w analizie niezawodności jest rozkład wykładniczy dla którego intensywność uszkodzeń jest stała, zatem również stosunek intensywności dla dwóch grup danych o określonych uszkodzeniach będzie stały, co spełnia założenia modelu proporcjonalnego. Przyjmując założenie o rozkładzie wykładniczym wyklucza się możliwość uwzględnienia wpływu czasu. Z tego względu należy rozważyć możliwość użycia rozkładu Weibulla, zatem przeanalizujmy jakie warunki muszą spełniać parametry rozkładu żeby były spełnione założenia modelu proporcjonalnego. Intensywność uszkodzeń dla rozkładu Weibulla ma postać:

$$\lambda = \frac{\alpha}{\eta^\alpha} t^{\alpha-1} \quad (6)$$

natomiast stosunek intensywności:

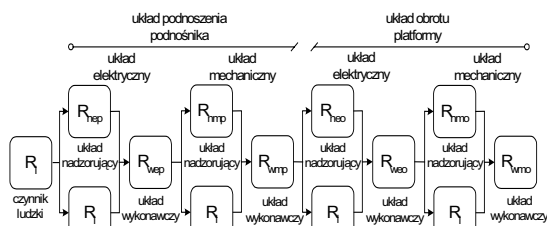
$$\frac{\lambda_1}{\lambda_2} = \frac{\frac{\alpha_1}{\eta_1^{\alpha_1}} t^{\alpha_1-1}}{\frac{\alpha_2}{\eta_2^{\alpha_2}} t^{\alpha_2-1}} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \cdot \frac{\eta_2^{\alpha_2}}{\eta_1^{\alpha_1}} \cdot \frac{t^{\alpha_1-1}}{t^{\alpha_2-1}} \quad (7)$$

Z powyższej zależności wynika, że dla rozkładu Weibulla będą spełnione założenia modelu

proporcjonalnego tylko wtedy gdy współczynnik kształtu pozostanie stały dla obu grup danych. Wracając do rozkładu wykładniczego, który jest rozkładem Weibulla o współczynniku kształtu równym jeden, potwierdza się że rozkład wykładniczy spełnia założenia modeli proporcjonalnych

3. DOŚWIADCZENIE – WPŁYW WARUNKÓW PRACY OPERATORA NA NIEZAWODNOŚĆ UKŁADU HYDRAULICZNEGO

Analizie zostanie poddany układ hydrauliczny podnośnika przedstawiony w pracy [4] o strukturze niezawodnościowej przedstawionej na rysunku 2.



$R_l, R_{nep}, R_{wep} \dots$ – niezawodności poszczególnych elementów systemu

$$R_{system} = (R_{nep} + R_l - R_{nep}R_l)R_{wep}(R_{nmp} + R_l - R_{nmp}R_l)R_{wmp} \\ (R_{neo} + R_l - R_{neo}R_l)R_{weo}(R_{nmo} + R_l - R_{nmo}R_l)R_{wmo}$$

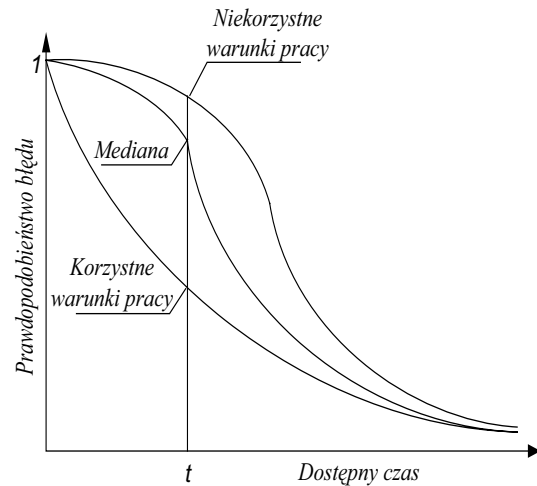
Rys. 2. Schemat struktury niezawodnościowej układu podnośnika [4]

Jak widać na schemacie blokowym w analizie uwzględniono również operatora jako potencjalne źródło błędów. Wykorzystując model diagnostyczny zastosowany w analizie niezawodności operatora przedstawiony na rysunku 3, obliczono parametry skali rozkładu Weibulla opisującego niezawodność operatora dla korzystnych i niekorzystnych warunków pracy. Rozpatrzono dwa warianty:

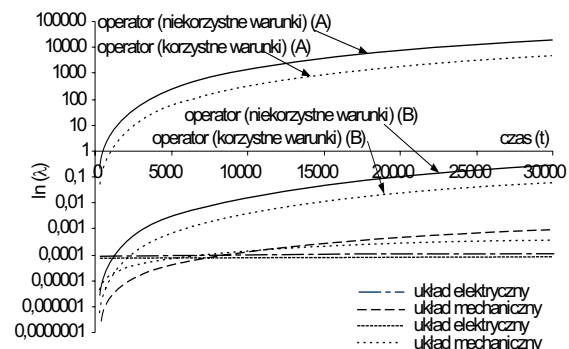
- operator jest elementem dominującym w układzie (intensywność błędów popełnianych przez operatora jest nieporównywalnie większa od intensywności uszkodzeń pozostałych elementów układu przedstawionego na rysunku 4)
- intensywność błędów popełnianych przez operatora jest porównywalna z intensywnością pozostałych elementów tego samego układu.

Następnie określono rozkłady opisujące występowanie uszkodzeń układu dla obu przypadków. Okazuje się, że dla danych z przykładu A rozkład prawdopodobieństwa niezawodności układu jest zgodny z rozkładem Weibulla dla obu grup danych (korzystne, niekorzystne warunki). Biorąc pod uwagę strukturę układu jest to wynik zaskakujący. Jednak można to wytłumaczyć uwzględniając, że intensywność błędów operatora jest tak duża, że funkcję struktury

układu można sprowadzić do niezawodności jednego elementu opisanej w tym przypadku rozkładem Weibulla. W siatce probabilistycznej rozkładu Weibulla (rysunek 5) linie trendu dla obu grup danych są równoległe więc współczynniki kształtu mają tę samą wartość (rysunek 6).

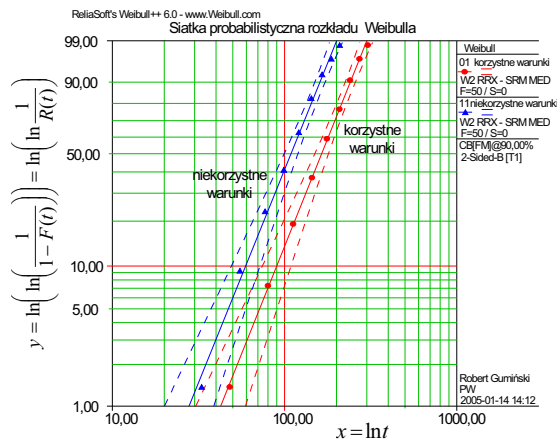


Rys. 3. Wpływ warunków zewnętrznych na prawdopodobieństwo popełnienia błęd

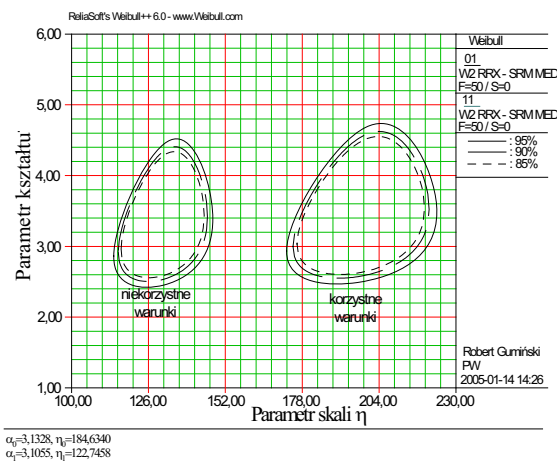


Rys. 4. Intensywności uszkodzeń poszczególnych elementów

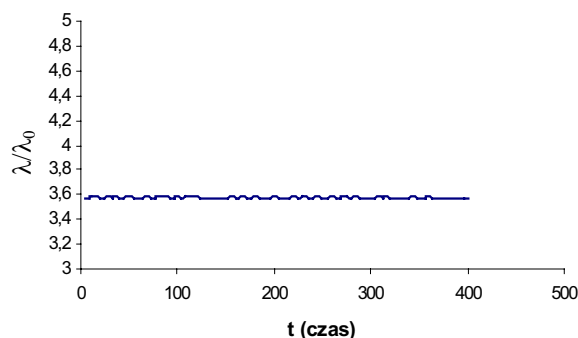
Na tej podstawie, korzystając z zależności (7) można powiedzieć, że przykład ten spełnia założenia modelu proporcjonalnego. Potwierdza to przebieg funkcji stosunku intensywności uszkodzeń w czasie (rysunek 7). Wynika stąd, że nawet przy bardzo rozbudowanym układzie, jeżeli intensywność uszkodzeń jednego elementu jest dominująca, funkcję struktury niezawodności całego układu sprowadzić można do rozkładu prawdopodobieństwa opisującego niezawodność tego elementu.



Rys. 5. Przedstawienie danych dla wariantu A w siatce probabilistycznej rozkładu Weibulla



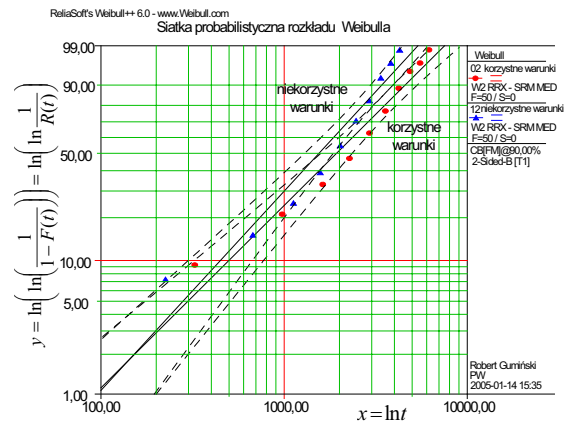
Rys. 6. Pola ufności parametrów rozkładu Weibulla dla wariantu A



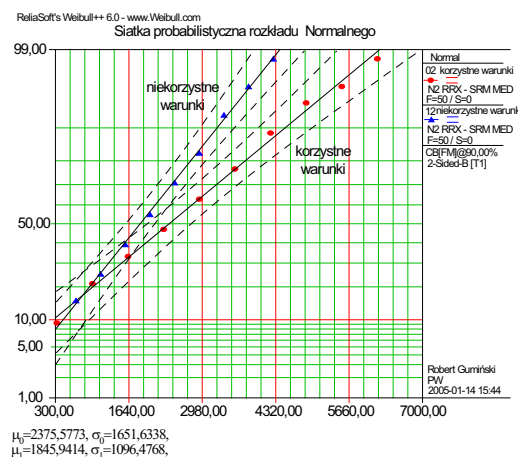
Rys. 7. Przebieg stosunku intensywności uszkodzeń w czasie dla wariantu A

W trakcie analizy przypadku B okazało się, że niezawodność układu nie może być opisana rozkładem Weibulla (rysunek 8). Można natomiast opisać ją rozkładem normalnym (rysunek 9). Otrzymana postać rozkładu prawdopodobieństwa można wyjaśnić na podstawie centralnego twierdzenia granicznego i twierdzenia Lapunowa, które wskazują, że: "jeśli na rozkład danej cechy

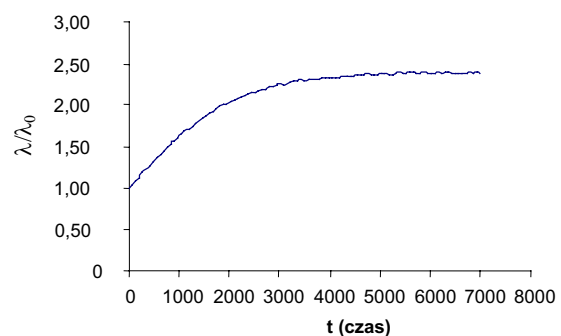
oddziałuje wiele czynników to może ona mieć rozkład normalny". Równocześnie z analizy stosunku intensywności wynika, że jest on zmienny w czasie (rysunek 10), zatem nie jest spełnione założenie wymagane w przypadku modelu proporcjonalnego.



Rys. 8. Przedstawienie danych dla wariantu B w siatce probabilistycznej rozkładu Weibulla

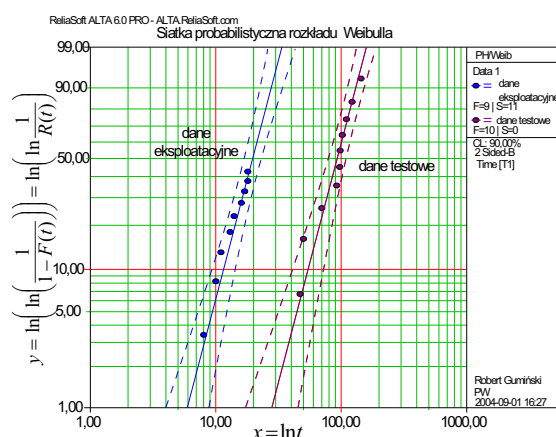


Rys. 9. Przedstawienie danych dla wariantu B w siatce probabilistycznej rozkładu normalnego

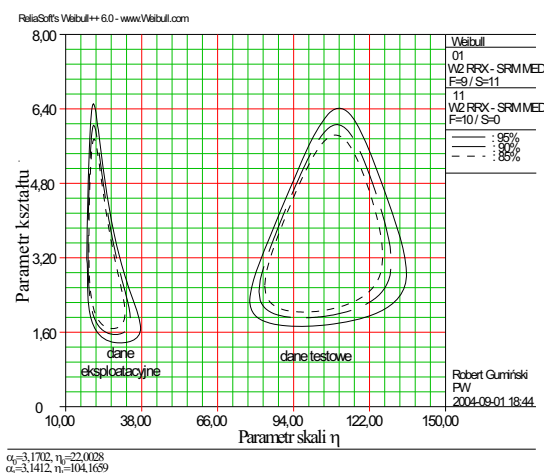


Rys. 10. Przebieg stosunku intensywności uszkodzeń dla wariantu B

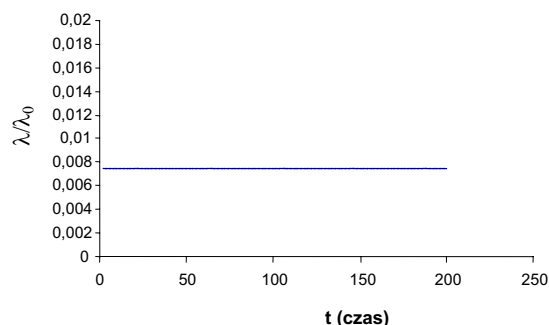
Na koniec zostanie przedstawiony przykład wykorzystania modeli proporcjonalnych do przeliczania danych laboratoryjnych na dane eksploatacyjne. Mamy dwie grupy danych jedna zgromadzona w trakcie prób laboratoryjnych druga podczas eksploatacji, zostały one przedstawione w siatce probabilistycznej rozkładu Weibulla (rysunek 11). Linie trendu dla obu grup danych są równoległe, więc współczynniki kształtu są takie same (rysunek 12), z tego wynika, że są spełnione założenia modelu proporcjonalnego, co potwierdza się po przeanalizowaniu stosunku intensywności uszkodzeń (rysunek 13).



Rys. 11. Porównanie rozkładu danych eksploatacyjnych i testowych za pomocą siatki probabilistycznej rozkładu Weibulla



Rys. 12. Ilustracja zakresu zmienności parametru kształtu i skali rozkładu Weibulla dla danych eksploatacyjnych i testowych



Rys. 13. Sprawdzenie warunku stosowalności modelu proporcjonalnego dla danych eksploatacyjnych i testowych

4. PODSUMOWANIE

W pracy przedstawiono możliwość modelowania wpływu dodatkowych czynników na niezawodność obiektu za pomocą modeli proporcjonalnych. Taki sposób ujęcia zagadnienia niezawodności pozwala zmniejszyć niepewność odnośnie diagnozowania czasu do wystąpienia awarii, co jest jednym z podstawowych zadań diagnostyki technicznej. Sprawdzone również warunki stosowalności tych modeli i wskazano na ograniczenia, szczególnie konieczność zachowania niezmienności stosunku intensywności uszkodzeń od czasu oraz konieczność zachowania rozkładu dla różnych wartości zmiennej systemowej. Przedstawione przykłady zastosowań wskazują na możliwość badania wpływu zmiennych systemowych (np. temperatury, ciśnienia, obciążenia, itp.) na niezawodność systemu, oraz transformacji danych laboratoryjnych na dane eksploatacyjne. Została również ukazana możliwość uproszczenia struktury niezawodnościowej systemu gdy występuje jeden element o znacznie wyższej intensywności uszkodzeń niż pozostałe elementy. Również można zauważyć, że gdy element o największej uszkodzalności spełnia założenia modelu proporcjonalnego to i cały układ będzie spełniał te założenia.

LITERATURA

1. Chow G. C., Ekonometria, PWN. Warszawa 1985.
2. Cox D.R., Regression models and life tables, Journal of Royal Statistical Society, series B, Vol. 34 pp 187-220, 1997.
3. Cempel C., Natke H.G., Yao J.T.P., Symptom reliability and Hazard for systems condition monitoring, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 14, No 3, pp 495-509, 2000.

4. Gumiński R., Radkowski S., Sobczykiewicz W., Zastosowanie proporcjonalnych modeli uszkodzeń w analizie niezawodności na przykładzie układu antropotechnicznego, Problemy Maszyn Roboczych, Warszawa 2004.
5. Hosmer D. W., Lemeshow S., Applied Logistic Regression, John Wiley & Sons Nowy Jork 1989.
6. Hosmer D.W., Lemeshow S., Applied survival analysis, John Wiley & Sons, New York, USA 1998.
7. Radkowski S., Logitowy model diagnostyczny, XXIV Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyki Maszyn, Zeszyt 2, str. 41÷46, WTPS 1997.
8. Radkowski S., Podstawy bezpiecznej techniki, OWPW, Warszawa 2003.
9. Radkowski S., Wykorzystanie sygnału drganiowego w ocenie ryzyka zmęczenia wyłamania zęba, XXVII Zimowa Szkoła Niezawodności, Tom II ITEE, Radom 1999.
10. Radkowski S., Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych, ITEE, Radom 2002.
11. Theil H., Zasady ekonometrii, PWN Warszawa 1979
12. ISO 9004-3:2000 Quality management systems - Guidelines for performance improvements. -for quality improvement.
13. PN-EN 1050. Zasady oceny ryzyka, 1999.



Mgr inż. Robert GUMIŃSKI uczestnik studiów doktoranckich na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej. Zainteresowania naukowe – bezpieczeństwo systemów technicznych, ryzyko techniczne.



Prof. dr inż. Stanisław RADKOWSKI profesor Instytutu Podstaw Budowy Maszyn PW, kierownik zespołu Diagnostyki Technicznej i Analizy Ryzyka. Prezes Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. W pracy naukowej zajmuje się diagnostyką wibroakustyczną i analizą ryzyka technicznego.

PARAMETRIC APPROACH TO ROTATING MACHINERY DIAGNOSTICS UNDER TRANSIENT OPERATING CONDITIONS

Piotr CZOP

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

Summary

The aim of the paper is to recognize diagnostic symptoms based on parametric modeling with the use of system identification methods in the scope of monitoring techniques intended for rotating machinery. The diagnostic symptoms may prove to be a powerful tool for the decision support systems based on easier interpretable parameters of a parametric model.

Keywords: rotating machinery, fault detection, system identification.

PARAMETRYCZNE PODEJŚCIE DO DIAGNOSTYKI MASZYN WIRNIKOWYCH W PRZEJŚCIOWYCH WARUNKACH DZIAŁANIA

Streszczenie

Celem artykułu jest rozpoznanie symptomów diagnostycznych na podstawie modelowania parametrycznego z wykorzystaniem identyfikacji systemów w zakresie technik monitorowania przeznaczonych dla maszyn wirnikowych. Symptomy diagnostyczne mogą okazać się użyteczne dla systemów wspomagania decyzji opartych na łatwo interpretowalnych parametrach modeli parametrycznych.

Słowa kluczowe: maszyny wirnikowe, detekcja uszkodzeń, identyfikacja systemów.

1. NOMENCLATURE

z^{-1} - discrete time domain operator
 $y(i)$ - output signal
 $u(i)$ - input signal
 $e(i)$ - white noise
 $G(z^{-1})$ - discrete transfer functions corresponding to input/output channel
 $H(z^{-1})$ - discrete transfer functions corresponding to disturbance/output channel
 $A(z^{-1})$ - denominator of transfer function
 $B(z^{-1})$ - numerator of transfer function
 n_A - nominator order
 n_B - denominator order
 $\det\{.\}$ - operator roots determination
FFT - Fast Fourier Transformation
ARX - Auto Regressive with eXogenous input [4]

2. BASIC DEFINITIONS

Diagnostic characteristic can be plotted as diagram of impulse/step response, amplitude-frequency, phase-frequency, amplitude-phase, imaginary and real part on a Gauss plain, poles/zeros as module and angle of a complex number on a Gauss plain

Diagnostic model - linear, fixed-parameter "black-box" model with the known structure which parameters are identified during rotating machine operation. Characteristic changes of values of these parameters are early warning symptoms.

3. BACKGROUND

Nowadays, industrial fault detection solutions for rotating machinery are based on nonparametric methods. The spectral transfer function is determined with the use of FFT algorithm. The required frequency resolution of a spectrum is obtained via sampling signals with required frequency. If it is that case the buffer for each input and output must contain samples as many as needed to achieve demanding resolution. Next, the amplitude-frequency characteristics in a form of a discrete function are collected. The present paper deals with the development of parametric model techniques designed for the experimental vibration mode analysis of rotating machinery from the viewpoint of input and/or output system analysis. Such experimental vibration mode analysis [5] is used to describe the dynamic behavior of the rotor supported by hydrodynamic bearings in terms of natural frequencies, damping factors and phase shifts. The main advantage of the implementation of automatic diagnostic tests and procedures into practice results in the increased confidence level resulting in more suitable decisions being made automatically.

Dynamic of a rotating machine takes into account rotor and hydrodynamic bearings models create highly nonlinear closed-loop system. The system input may be stated as the forces according

to rotor imperfection such as unbalance or overloads related to external forces acting upon shaft. The state vector includes velocities and displacements of nodes where lumped physical parameters are focused. The equations strongly depend on parameters, especially rotating speed.

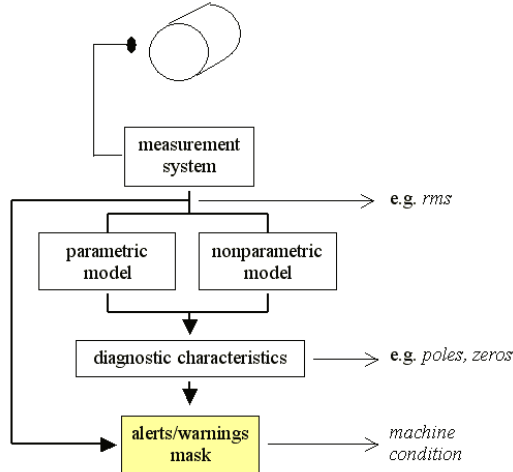


Fig. 1. Scheme of diagnostic procedure regarding two approaches to system identification: a parametric and nonparametric

The parameters of diagnostic model can be easily determined based on transient [2] or steady state data, however with many potential limits which have to be listed [2]. Commonly applying fault detection methods (Fig. 1) are based on masks imposed on system characteristics, for instance an acceptance region. The form of a mask can include an amplitude level, a frequency shift, relative changes of a phase, etc. For pole/zero the mask is determined by the damping/frequency region. Additionally, the statistical uncertainty can be included via regions in the shape of ellipses [2].

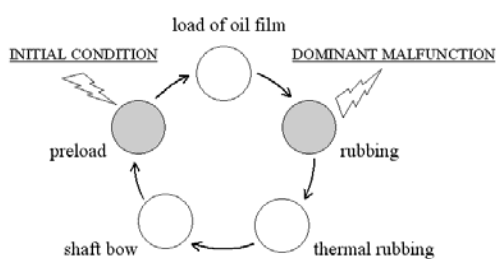


Fig. 2. Schematically depicted exemplary way of malfunction propagation

The diagnostic in industry conditions is difficult regarding many unidentified causes of current technical state. The figure (Fig. 2) presents the typical complex way of malfunction propagation starting in the preload condition caused by e.g. accumulating contamination on the blades, and resulted in many additional malfunctions, finally recognized as rubbing - dominant failure mode. In the Table 1 basic malfunctions of steam turbines are

presented. The gray cells denote possible diagnostic areas of proposed method.

Table 1. Basic steam turbine malfunctions [1]

Location of failure	Frequency of occurrence %
Rotor blading	23.0
Bearings	15.0
Shaft seals balancing pistons	14.0
Rotor and wheels	13.0
Casing, bedplates and bolts	10.0
Strainers and valves	7.0
Governor	4.0
Nozzles and diaphragms	3.0
Gearwheels and gearing	3.0
Pipework and expansion joints	2.0
Other locations	6.0

4. PROPOSED METHOD

Model of dynamic system can be expressed as a transfer function [4]. Parameter values of transfer function in the discrete time domain can be estimated with the use of numerous algorithms [4]. Structure of such a model consists of polynomials $G(z^{-1})$ and $H(z^{-1})$ which are rational functions of the operator z^{-1}

$$y(i) = G(z^{-1})u(i) + H(z^{-1})e(i) \quad (1)$$

If the input is unknown $u(i) \equiv 0$ then only time series model is determined. The roots of the denominator of $G(z^{-1})$ transfer function

$$z^{n_A} \det\{A(z^{-1})\} = 0, \quad (2)$$

are the poles of a model. The roots of the numerator of $G(z^{-1})$ transfer function

$$z^{n_B} \det\{B(z^{-1})\} = 0, \quad (3)$$

are zeros of the model. The orders n_A , n_B of polynomials $A(z^{-1})$ and $B(z^{-1})$ can be evaluated and properly selected from the measurements. The one of the most commonly applied test intended for determining the model order is the AIC method consisting in the minimization of Likelihood function [5].

The fundamental advantages of the parametric model approach consist in a high accuracy of identification of short series of measuring data and possible representation of results in the form of nonparametric models (power spectrum, transient responses, Bode diagrams, polar diagrams). A parametric model can be converted into arbitrary system representation. High resolution in the frequency domain provides possibility of detection of slight frequency changes according to e.g. rub phenomena. Rub causes local abrupt frequency

increase as a result of contact between rotor or blades and non-rotating parts. Parametric model approach allows saving of memory allocation indispensable for recording of a specific history of individual states of the machinery. When the circular buffer has reached the exit status, only a few model parameters are permanently recorded, but not all signals as waveforms. By archiving only the model parameters, there is a possibility of quasi-continuous data recording. In this case system data can be collected at selected intervals (e.g. per 1 minute) at substantial lower usage of data media and computational requirements. Considering the 0.5X component occurring in a spectrum obtained based on relative vibration of journal in a hydrodynamic bearing, it can be clearly pointed out that the nonparametric approach to these problems appears to be not suitable. The frequency of the component is dependent on the type of bearing and the actual state of machinery (e.g. load, bearing clearances, oil temperature). The change of 0.5X component according to amplitude and/or phase can indicate a given machinery state. Frequency variation of such a component is high and may change in the range of 40% (0.4X) to 60% (0.6X) of 1X synchronous components. It is difficult to use fixed-parameter filter to select this frequency component. Most of diagnostic systems are not provided with the option for observing this component. Parametric model approach allows identifying the 0.5X component as a pole with a determined imaginary part (relationship with frequency) and real part (relationship with damping).

5. TESTS

Preliminary research based on analytical, numerical and laboratory model (ROTOR-KIT) provided promising results [2]. The analytical solution provided preliminary insight into a linearized diagnostic model. The numerical simulation allowed the predicting of rotor behavior in the case of malfunction simulated on the test-rig and others not included for physical simulation. However, only laboratory results are presented in this paper. Transient operating conditions were simulated. A rotor was accelerated up to 7000 rpm in 100 s. The unbalance, preload, and rub were investigated. During identification experiments ARX(2,1,1) model was used. The model parameters were transformed into zeros/poles representation of a dynamic system. As the input to ARX model the phase signal was assumed of the amplitude equals one. Relative vibrations of shaft at bronze [2] or hydrodynamic bearing [2] in horizontal and vertical direction were assumed as the ARX model output. Other vibration signals were also investigated. As a result of identification several sets of ARX model parameters were obtained for each type of fault rotor condition. Next, the model parameters were

transformed to zero/pole representation (2,3). The identification procedure was repeated several times for each simulating case of malfunction to asset dispersion in population.

The case 1 (Fig. 3) was conducted for rotor supported with two bronze bearings. Eddy-current displacement transducers were mounted at right bronze bearing i.e. the right horizontal and vertical perpendicular directions (Fig. 3). Analyzing the arrangement of poles, the following can be established from the viewpoint of technical diagnostics. A system model is stable; all the poles are on the left complex semi-plane. A stability margin has narrowed due to the displacement of poles towards the right of a complex plane. A scatter of poles gives evidence of the nonlinearities appearing in the system and/or of certain variations of the system parameters at random.

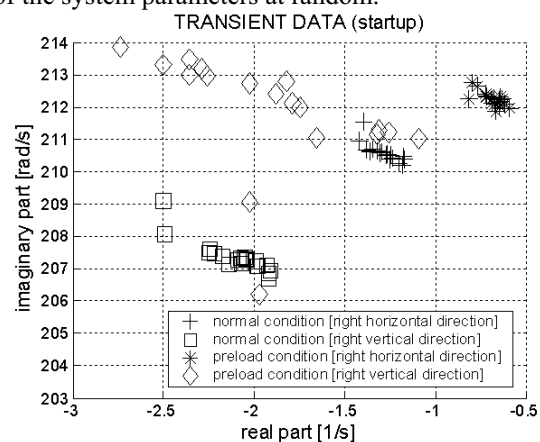


Fig. 3. Poles placement in the case of normal and preload conditions

The case 2 (Fig. 4) was conducted for rotor supported with one bronze bearings and one hydrodynamic bearing. Eddy-current displacement transducers were mounted at right hydrodynamic bearing i.e. the right horizontal and vertical perpendicular directions (Fig. 4).

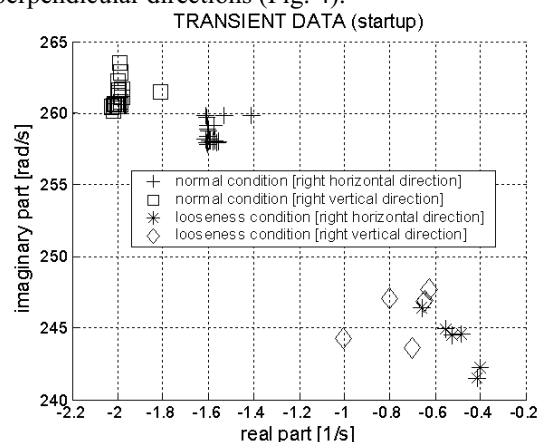


Fig. 4. Poles placement in the case of normal and looseness conditions

Analyzing the arrangement of poles in the case of looseness conditions, it is possible to infer the

following conclusions. A system model is stable; all the poles are on the left complex semi-plane. A decreased stability margin is clearly visible as far as the displacement of poles towards to the right of a complex plane. Due to the introduction of high-valued backlash during the mounting of hydrodynamic bearings upon the foundation (the mounting rail), a marked decrease of the damping to zero (approx. -0.4 [1/s]) was observed. The natural frequency also decreased from 260 rad/s up to 240 rad/s. High amplitude vibration in the system is

generated at lower natural frequencies. The system has lost its anisotropy in the horizontal and vertical directions (Fig. 4). In the consequence of looseness similar natural frequencies may be registered both in vertical and horizontal directions.

Phase relations between input forces and their corresponding responses are very important in the case of shaft-crack or significant anisotropy of the rotor. They can be determined based on zeros locations on the complex plane (Fig. 5).

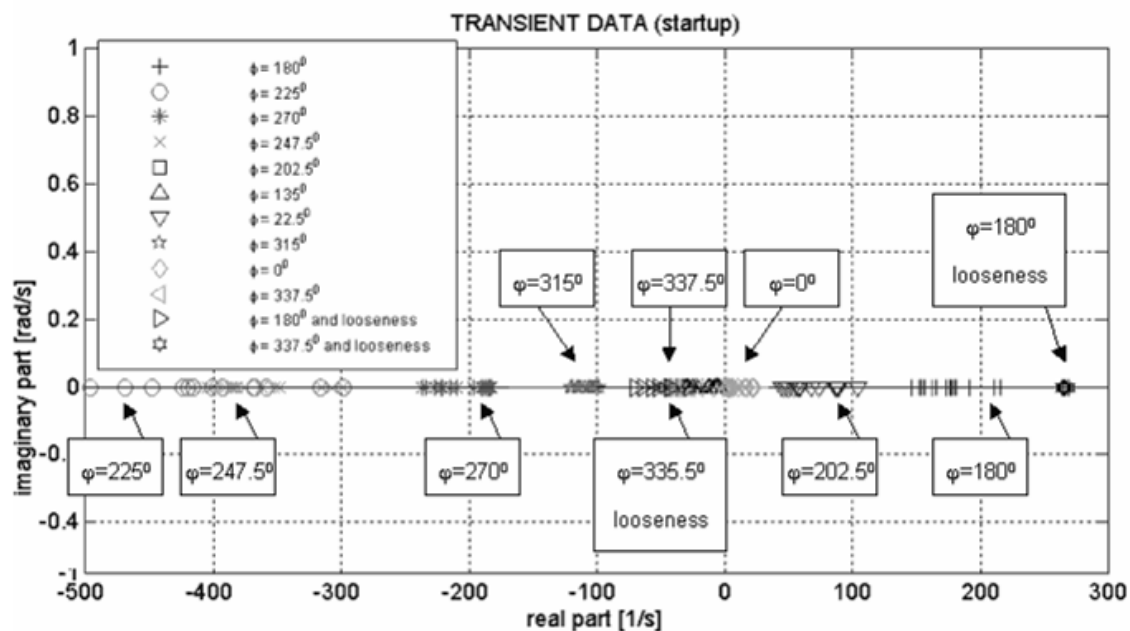


Fig. 5. Recognition of unbalance position (angle of unbalance) based on zeros of transfer function numerator

6. SUMMARY

As a result of intensive laboratory and numerical experiments the parametric approach based on ARX model was proposed. Selected aspects of testing methods for rotating machines under transient operating conditions were discussed in the paper. A mathematical model of the rotating machine was also utilized to verify physical test results [3]. Summarized, parametric model approach provides increase of frequency resolution, elimination of disturbances, and easier stability recognition. It was shown that parameters of AR/ARX and similar models can be applied in early warning diagnostic solutions. Farther fault isolation stage can be based on binary or multi-logic matrices [6] correlating machine conditions with current residual vectors.

Introduced aspect of continuously developing machinery diagnostics regarding parametric approach is a first step to design in the future fully model-based diagnostic method. This diagnostic is a very common if it has been taken a literature or latest paper within a few years, however practical solutions are difficult to apply and not present in industry.

LITERATURA

- [1] Allianz Handbook of Loss Prevention. Allianz Versicherung AG, Berlin and Munich, 1987.
- [2] Czop P.: Diagnostic models of rotating machinery under transient operating condition. The Silesian University of Technology, Monograph, Gliwice 2001.
- [3] Czop P.: Rotating Machinery Blockset, LABMOD, User's Guide, 2001.
- [4] Ljung L.: System identification – Theory for the User. Prentice-Hall, 1999.
- [5] Mahrenholtz O. (ed.): Dynamics of Rotors. Stability and System Identification. Springer-Verlag, 1984.
- [6] Patton R. J., Frank P. M., Clark R. N. (ed.): Issues of fault diagnosis for dynamic systems. Springer-Verlag, London, 2000.

Piotr CZOP received his M.S. degree from Silesian Technical University of Gliwice in 1998 and his Ph.D. in Mechanical Engineering from the same University in 2001. His research interests include system modeling and identification.

ZASTOSOWANIE METODY NIEPARAMETRYCZNEGO WYGŁADZANIA KRZYWYCH DO ANALIZY DANYCH ZMIERZONYCH NA OBIEKCIE RZECZYWISTYM METODĄ TESTU IMPULSOWEGO

Joanna IWANIEC

Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademia Górniczo-Hutnicza
Aleja Mickiewicza 30, 30 – 059 Kraków
asical@poczta.onet.pl

Streszczenie

W pracy zaproponowano metodę umożliwiającą poprawianie jakości danych stanowiących podstawę do estymacji funkcji przejścia, zmierzonych metodą testu impulsowego na obiekcie rzeczywistym, dla którego nie jest możliwe poprawne wyznaczenie funkcji przejścia przy użyciu metod klasycznych ze względu na bardzo niskie wartości funkcji koherencji dla zmierzonych charakterystyk siły wymuszającej i odpowiedzi układu.

Słowa kluczowe: nieparametryczne metody wygładzania krzywych, funkcja przejścia, funkcja koherencji.

APPLICATION OF NONPARAMETRIC CURVE SMOOTHING METHODS TO ANALYSIS OF DATA MEASURED ON REAL OBJECT BY THE USE OF IMPULSE TEST

Summary

In the paper there is presented the new method for quality improvement of data measured on the real object by the use of impulse test. The method makes it possible to estimate transfer functions correctly in case when classical methods fail because of very low values of coherence function for measured characteristics of exciting force and system response.

Key words: nonparametric curve smoothing methods, transfer function, coherence function.

1. WPROWADZENIE

Analiza modalna należy do powszechnie stosowanych narzędzi umożliwiających badanie właściwości dynamicznych układów mechanicznych [3]. Zidentyfikowane modele modalne stanowią podstawę do wnioskowania o stanie, stopniu zużycia oraz parametrach eksploatacyjnych tych układów. Poprawność uzyskiwanych rezultatów oraz trafność formułowanych wniosków zależy od dostępności komputerowych systemów wspomagania analizy dynamiki konstrukcji realizujących szybkie i niezawodne metody identyfikacji jak również umożliwiające poprawę jakości estymowanych rozwiązań poprzez redukcję błędów numerycznych oraz redukcję szumów analizowanych danych pomiarowych.

W pracy sformułowano własny algorytm analizowania silnie zaszumionych charakterystyk zmierzonych na obiektach rzeczywistych, dla których nie jest możliwe poprawne wyznaczenie funkcji przejścia przy użyciu metod klasycznych ze względu na bardzo niskie wartości funkcji koherencji dla zmierzonych charakterystyk siły wymuszającej i odpowiedzi układu. Proponowana metoda polega na poprawianiu koherencji pomiędzy charakterystykami siły wymuszającej i odpowiedzi układu poprzez filtrację

szumów zakłócających zmierzone odpowiedzi układu przy użyciu filtru falkowego [1] oraz redukcję błędów aparatury pomiarowej zakłócających zmierzone charakterystyki sił wymuszających przy użyciu własnego oprogramowania wykorzystującego metodę 'Moving Average'. Omawiany algorytm postępowania zaimplementowano w Matlabie i zweryfikowano dla danych zmierzonych na obiekcie rzeczywistym – turbinie parowej - podczas pracy pozostałych bloków energetycznych.

2. OBIEKT BADAŃ. EKSPERYMENT IDENTYFIKACYJNY

Przedmiotem badań była trzystopniowa turbina parowa typu 13K215 o mocy 200 MW współpracująca z generatorem TWW 20 (rys. 1). Eksperyment został przeprowadzony przy wirniku wyjętym z turbiny. Obiekt pobudzano do drgań ciągiem impulsów siły, generowanych za pomocą młotka modalnego. Kierunek działania siły był prostopadły do osi turbiny i przechodził przez miejsca łożyskowania.

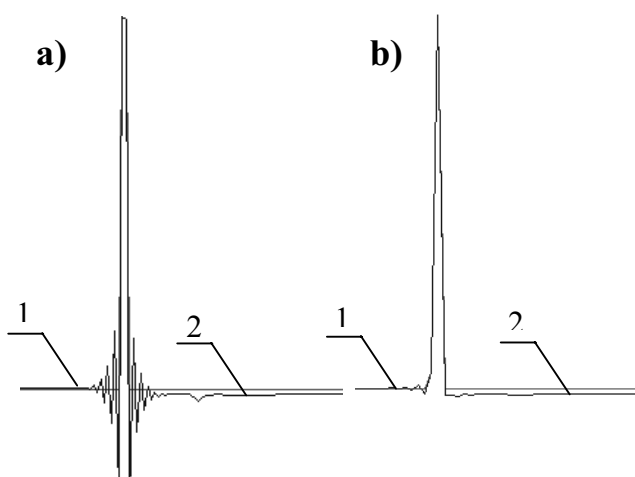


Rys. 1. Badany obiekt [4]

Odpowiedzi układu (przyspieszenia drgań) zostały zmierzone w miejscach przyłożenia siły na 1 i 2 łożysku a następnie zarejestrowane przy użyciu analizatora SCADAS.

3. ANALIZA ZMIERZONYCH DANYCH

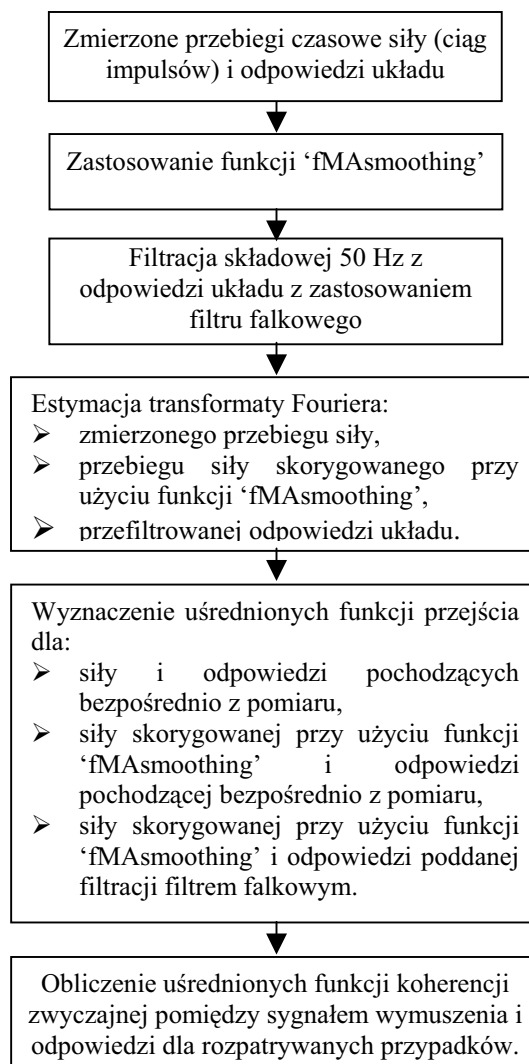
Zmierzone sygnały użyteczne są zakłócone szumami pomiarowymi jak również błędami aparatury pomiarowej. W zarejestrowanej odpowiedzi układu dominuje składowa o częstotliwości 50 Hz pochodząca od pracy innych bloków energetycznych. Na jakość rejestrowanych danych miały również wpływ parametry fizyczne badanego obiektu (duża masa) i związane z tym problemy ze wzbudzeniem obiektu do drgań za pomocą uderzenia przy użyciu młotka modalnego. Zmierzone przebiegi czasowe siły obciążone są natomiast błędami aparatury pomiarowej, widocznymi na rys. 2 jako różnice w poziomach amplitudy siły przed (1) i bezpośrednio po (2) kolejnych impulsach [2].



Rys. 2. Zmierzone impulsy siły wymuszającej oraz charakterystyki skorygowane przy użyciu proponowanego oprogramowania

W celu poprawienia jakości analizowanych danych oraz umożliwienia estymacji funkcji

przejścia zaproponowano metodę przedstawioną schematycznie na rys. 3.

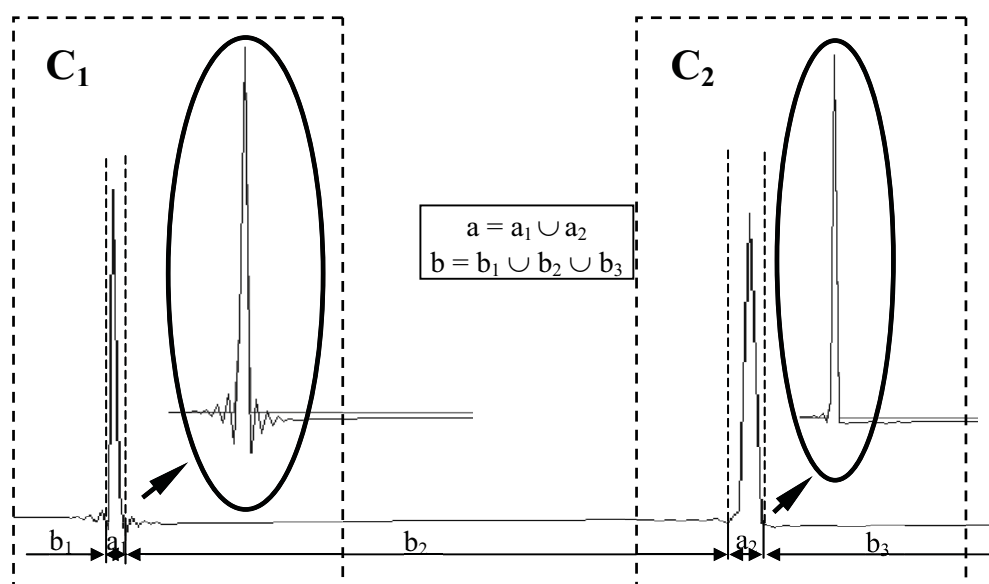


Rys. 3. Schemat proponowanego algorytmu do analizy zmierzonych charakterystyk

Algorytm działania omawianego oprogramowania składa się z kilku podstawowych kroków [2]:

- podziału zmierzonej charakterystyki siły na dwa przedziały: przedział zawierający kolejne impulsy siły ($\{a\}$) oraz przedział zawierający pozostałe elementy wektora siły ($\{b\}$).
- wygładzania przedziału $\{b\}$ metodą 'Moving Average' o szerokości pasma filtru równej długości zmierzonego przebiegu siły.
- wyznaczenia wygładzonej charakterystyki siły jako złożenia wartości siły pochodzącej bezpośrednio z pomiaru (przedział $\{a\}$) oraz wygładzonych wartości siły (przedział $\{b\}$).

Sposób dokonywania podziału na przedziały $\{a\}$ i $\{b\}$ przy użyciu funkcji 'fMAsmoothing' jak również postać otrzymywanych rezultatów zilustrowano schematem przedstawionym na rys. 4.



Rys. 4. Sposób dokonywania podziału na przedziały oraz postać otrzymywanych rezultatów przy użyciu funkcji 'fMAsmoothing'

W kolejnym kroku algorytmu, dla poszczególnych impulsów siły (rys. 4) i odpowiadających im odpowiedzi wyznaczono widma mocy wzajemnej $\{G_{FXn}\}$ oraz mocy własnej $\{G_{FFn}\}$:

$$\{G_{FXn}\} = \{resp_PSD\} \{F_PSD\}^* \quad (1)$$

$$\{G_{FFn}\} = \{F_PSD\} \{F_PSD\}^* \quad (2)$$

a następnie obliczono ich wartości uśrednione $\{G_{FX}\}$ oraz $\{G_{FF}\}$. Funkcje przejścia wyznaczono zgodnie ze wzorem:

$$\{tf\} = \frac{G_{FX}}{G_{FF}} \quad (3)$$

Rozpatrzono następujące charakterystyki:

- siła i odpowiedź pochodząca bezpośrednio z pomiaru,
- siła wygładzona metodą 'Moving Average' (przy użyciu utworzonego w ramach pracy oprogramowania 'fMAsmoothing') i odpowiedź pochodząca bezpośrednio z pomiaru,
- siła wygładzona metodą 'Moving Average' i odpowiedź poddana filtracji filtrem falkowym.

Dla rozpatrywanych przypadków obliczono uśrednione funkcje koherencji zwyczajnej pomiędzy sygnałem wymuszenia i odpowiedzi.

Na rys. 5 – rys. 11 przedstawiono rezultaty estymowane dla przebiegów siły 'F_dimp2' oraz odpowiedzi układu 'resp_dimp2' zmierzonych na 2 łożysku turbiny.

Rys. 5 przedstawia charakterystykę czasową siły 'F_dimp2' pochodzącą z pomiaru oraz charakterystykę otrzymaną w wyniku zastosowania utworzonej w ramach pracy funkcji 'fMAsmoothing'.

Następnie wyznaczono uśrednione charakterystyki amplitudowo – częstotliwościowe dla zmierzonej oraz skorygowanej przy użyciu funkcji 'fMAsmoothing' siły 'F_dimp2'.

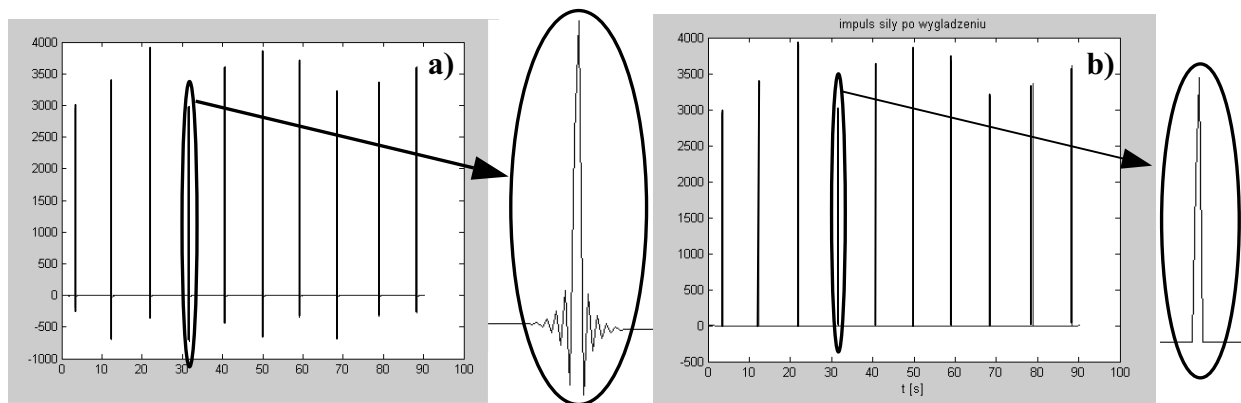
Odpowiedź układu zmierzona na drugim łożysku (rys. 6a) jest silnie zakłócona składową harmoniczną o częstotliwości 50 Hz pochodzącą od pracy innych bloków energetycznych. W celu wyeliminowania tego zakłócenia zmierzony sygnał poddano filtracji filtrem falkowym [1]. Uzyskane rezultaty przedstawiono na rys. 6b.

Charakterystyki amplitudowo – częstotliwościowe wyznaczone dla zmierzonej odpowiedzi układu (rys. 6a) oraz odpowiedzi układu poddanej filtracji filtrem falkowym (rys. 6b) zamieszczono na rys. 7a i rys. 7b.

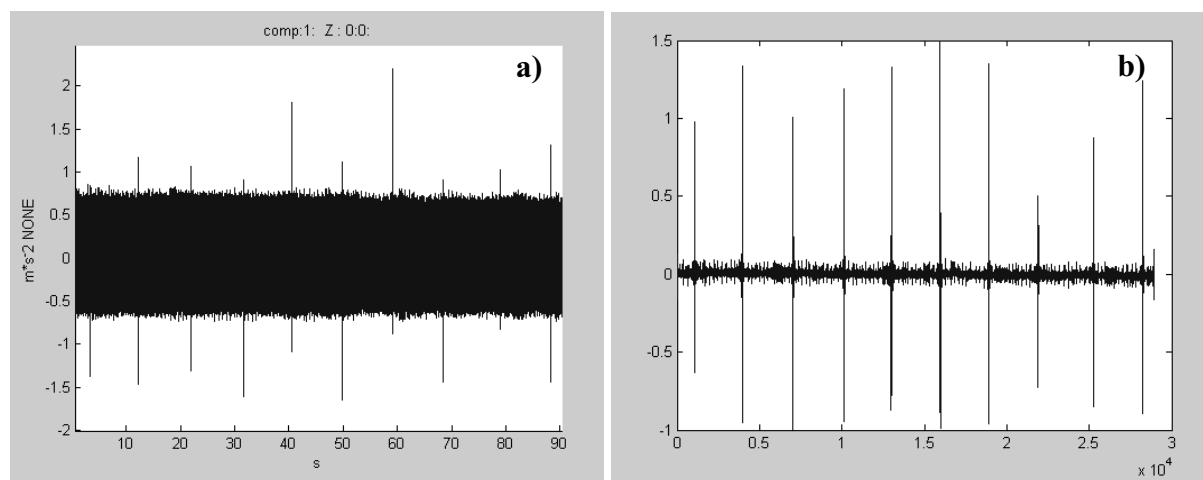
W kolejnym kroku algorytmu (rys. 3) przeprowadzono estymację uśrednionych funkcji przejścia dla trzech przypadków:

- zmierzonych charakterystyk odpowiedzi układu 'resp_dimp2' i siły wymuszającej 'F_dimp2' (rys. 8a, rys. 9a),
- zmierzonej odpowiedzi układu 'resp_dimp2' oraz siły wymuszającej 'F_dimp2' skorygowanej przy użyciu funkcji 'fMAsmoothing' (rys. 8b),
- odpowiedzi układu 'resp_dimp2' poddanej filtracji filtrem falkowym oraz siły wymuszającej 'F_dimp2' skorygowanej przy użyciu funkcji 'fMAsmoothing' (rys. 9b).

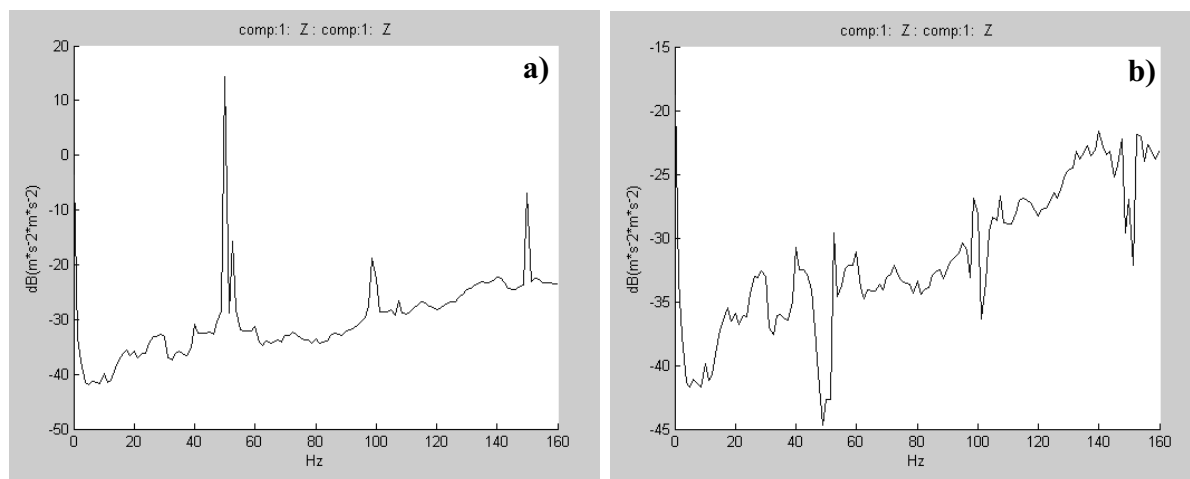
Dla rozpatrzonych powyżej przypadków wyznaczono uśrednione funkcje koherencji zwyczajnej pomiędzy siłami wymuszającymi i odpowiedziami układu (rys. 10, rys. 11).



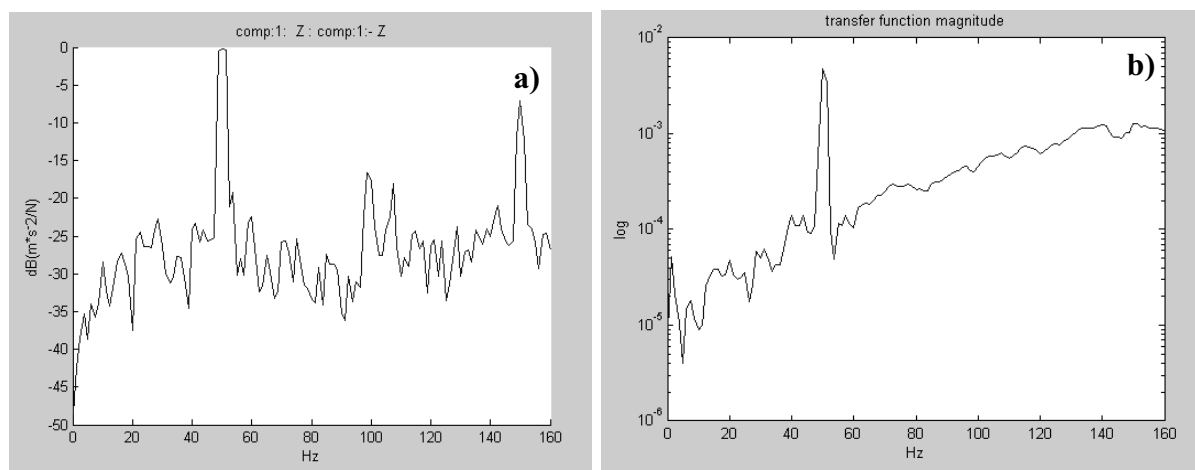
Rys. 5. Przebiegi czasowe siły 'F_dimp2': a) pochodzącej bezpośrednio z pomiaru, b) wygładzonej metodą 'Moving Average' realizowaną przez funkcję 'fMAsmoothing'



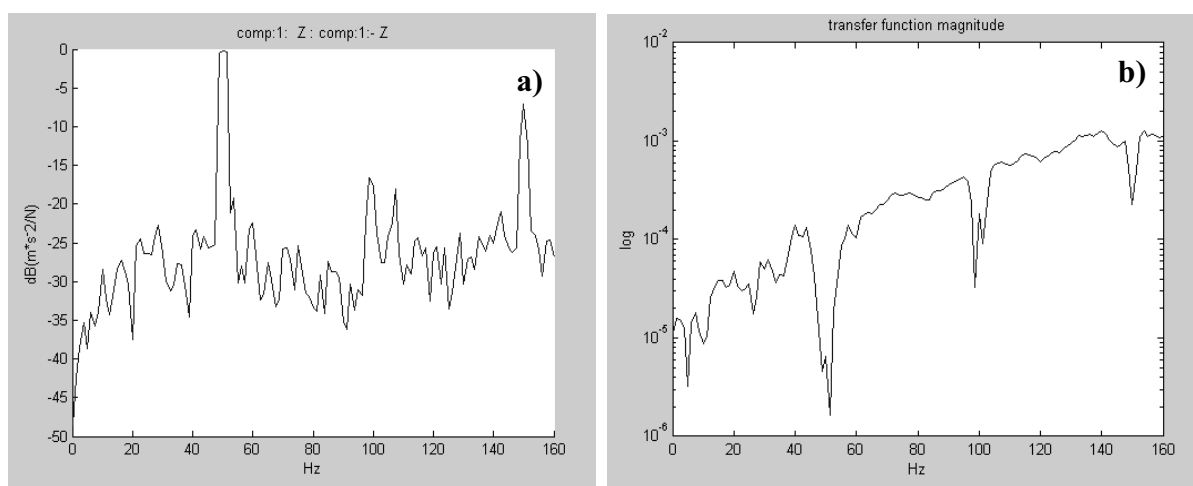
Rys. 6. Przebieg czasowy odpowiedzi układu 'resp_dimp2': a) pochodzący bezpośrednio z pomiaru, b) po filtracji filtrem falkowym



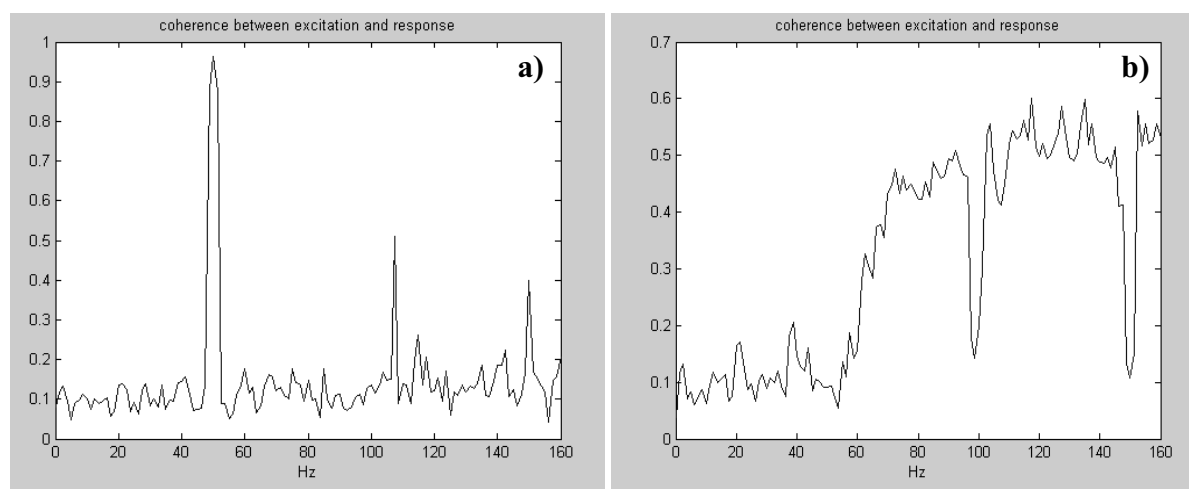
Rys. 7. Charakterystyki amplitudowo – częstotliwościowe odpowiedzi układu 'resp_dimp2': a) pochodzącej bezpośrednio z pomiaru, b) poddanej filtracji filtrem falkowym



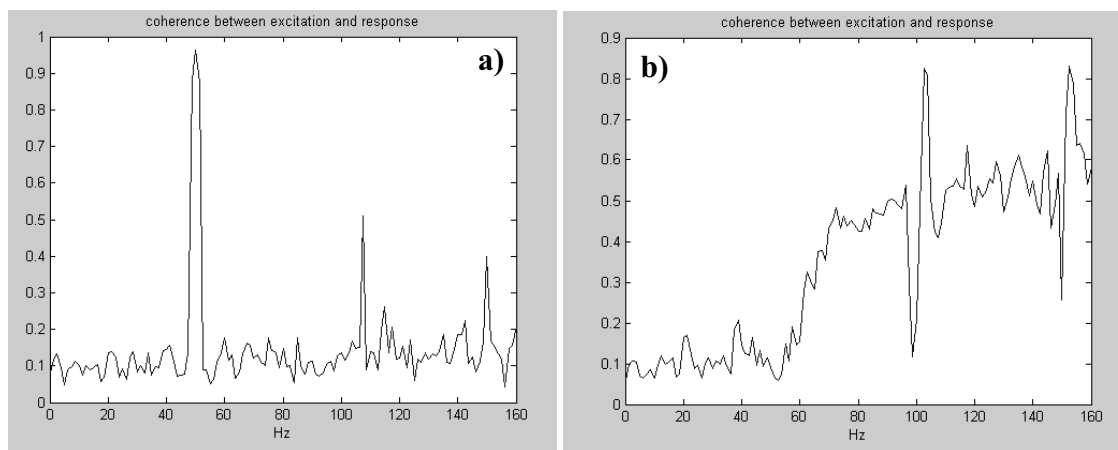
Rys. 8. Funkcje przejścia wyznaczone pomiędzy: a) odpowiedzią układu 'resp_dimp2' i siłą wymuszającą 'F_dimp2' pochodzącymi bezpośrednio z pomiaru, b) odpowiedzią układu 'resp_dimp2' pochodzącą bezpośrednio z pomiaru i siłą wymuszającą 'F_dimp2' skorygowaną przy użyciu utworzonego w ramach pracy oprogramowania



Rys. 9. Funkcje przejścia wyznaczone pomiędzy: a) odpowiedzią układu 'resp_dimp2' i siłą wymuszającą 'F_dimp2' pochodzącymi bezpośrednio z pomiaru, b) odpowiedzią układu 'resp_dimp2' poddaną filtracji filtrem falkowym i siłą wymuszającą 'F_dimp2' skorygowaną przy użyciu funkcji 'fMAsmoothing'



Rys. 10. Funkcje koherencji dla: a) odpowiedzi układu 'resp_dimp2' i siły wymuszającej 'F_dimp2' pochodzących bezpośrednio z pomiaru, b) odpowiedzi układu 'resp_dimp2' pochodzącej bezpośrednio z pomiaru i siły wymuszającej 'F_dimp2' poddanej wygładzaniu metodą 'Moving Average'



Rys. 11. Funkcje koherencji dla: a) odpowiedzi układu 'resp_dimp2' i siły wymuszającej 'F_dimp2' pochodzących bezpośrednio z pomiaru, b) odpowiedzi układu 'resp_dimp2' poddanej filtracji filtrem falkowym i siły wymuszającą 'F_dimp2' wygładzonej przy użyciu utworzonego w ramach pracy oprogramowania

Poza częstotliwością 50 Hz, dla której zaobserwowano duże zakłócenia pochodzące od pracy sieci energetycznej, wartości funkcji koherencji dla zmierzonych charakterystyk siły wymuszającej i odpowiedzi układu są niskie i wynoszą od 0,05 do 0,45.

Przeprowadzenie wygładzania charakterystyki siły wymuszającej przy użyciu funkcji 'fMAsmoothing' spowodowało poprawienie koherencji pomiędzy wygładzonym sygnałem siły i zmierzoną odpowiedzią układu. W tym przypadku wartości funkcji koherencji zawarte są w przedziale (0,1÷0,6).

Poddanie zmierzonej siły działaniu funkcji 'fMAsmoothing' oraz filtracja odpowiedzi układu filtrem falkowym spowodowały poprawienie wartości koherencji w porównaniu do przypadku, gdy zarówno siła jak i odpowiedź układu pochodzą bezpośrednio z pomiaru. Wartości funkcji koherencji w omawianym przypadku zmieniają się od około 0,1 do 0,8 i są wyższe od wartości funkcji koherencji wyznaczonych dla siły skorygowanej przy użyciu funkcji 'fMAsmoothing' i zmierzonej odpowiedzi układu.

4. PODSUMOWANIE

W pracy sformułowano własny algorytm analizowania silnie zaszumionych charakterystyk zmierzonych na obiekcie rzeczywistym metodą testu impulsowego. Metoda została opracowana dla obiektów o dużej masie (np. dużych turbozespołów), dla których występują problemy ze wzbudzeniem do drgań przy użyciu uderzenia realizowanego za pomocą młotka modalnego.

Proponowany algorytm postępowania zaimplementowano w Matlabie i zweryfikowano dla danych zmierzonych na obiekcie rzeczywistym.

Dla badanego obiektu nie jest możliwe poprawne wyznaczenie funkcji przejścia przy użyciu metod klasycznych ze względu na bardzo niskie

wartości funkcji koherencji dla zmierzonych charakterystyk siły wymuszającej i odpowiedzi układu (0,05 ÷ 0,35). Przeprowadzone badania potwierdziły przydatność utworzonego oprogramowania. W przypadku analizowanych danych zaobserwowano znaczący wzrost wartości funkcji koherencji dla skorygowanej siły wymuszającej i przefiltrowanej odpowiedzi układu w porównaniu do wartości funkcji koherencji uzyskanych dla danych pochodzących bezpośrednio z pomiaru.

LITERATURA

- [1]. Klepka A., Uhl T.: Zastosowanie transformaty falkowej w analizie modalnej, Współczesne zagadnienia analizy modalnej (praca zbiorowa pod redakcją T. Uhla), ITE, Radom, 2004.
- [2]. Mendrok K., Iwaniec J., Uhl T.: Identyfikacja sił działających na napęd rozjazdu kolejowego, Współczesne zagadnienia analizy modalnej (praca zbiorowa pod redakcją T. Uhla), ITE, Radom, 2004.
- [3]. Żółtowski B.: Trendy rozwojowe w diagnostyce maszyn, II International Congress of Technical Diagnostics, Diagnostyka 2000, Invited Papers, Vol. 1, Warszawa, 2000.
- [4]. www.elko.com.pl



Autorka zajmuje się metodami poprawiania uwarunkowania zagadnień źle zdefiniowanych oraz zagadnieniami dotyczącymi poprawiania jakości estymacji parametrów modeli modalnych.

MIARY ZMĘCZENIOWEGO USZKODZENIA KÓŁ ZĘBATYCH

Jędrzej MAĆZAK, Maciej ZAWISZA

Instytut Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej
02-524 Warszawa, ul. Narbutta 84, (0-22) 660-72-86, jma@simr.pw.edu.pl, mzawisza@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań laboratoryjnych przekładni zębatej podczas prób trwałościowych na stanowisku mocy krążącej. W ich wyniku stwierdzono, że wraz z pojawieniem się a następnie rozwijaniem uszkodzenia zmęczeniowego stopy zęba wzrasta wpływ czynników losowych w sygnale wibroakustycznym. Do oceny tego zjawiska wykorzystano miarę informacji wzajemnej Kullback'a jako miarę zmiany rozkładów prawdopodobieństwa oraz obwiedniowego wskaźnika przyporu (ECF), obliczanych dla różnych postaci analitycznych sygnału SWA.

Słowa kluczowe: diagnostyka wibroakustyczna, modele diagnostyczne, zmęczeniowe pęknięcie zęba.

MEASURES IN THE FATIGUE TOOTH DAMAGE

Summary

In the paper the results of gear laboratory fatigue tests were presented leading to the conclusion that the impact of stochastic factors increases with fatigue damage evolution. To quantify this effects authors use the Kullback's information and envelope contact factor (ECF) as the measure of the probability distribution changing. On this way it was possibly to make the diagnostic model of fatigue tooth damage.

Keywords: vibroacoustic diagnostics, diagnostic models, fatigue tooth failure.

1. WSTĘP

Zagadnienie prognozowania trwałości zmęczeniowej krytycznych elementów maszyn i urządzeń jest przedmiotem zainteresowań wielu badaczy. Szczególne miejsce spośród wielu zagadnień związanych z tym tematem, zajmuje problematyka diagnozowania okresu preukleacyjnego oraz wykrywania inicjacji pęknięcia zmęczeniowego.

Większość dotychczasowych badań zmęczeniowego pęknięcia zęba u podstawy polega na śledzeniu wielkości pęknięcia zęba. Taki sposób prowadzenia eksperymentu niesie ze sobą możliwość popełnienia dużego błędu. Poprzez wprowadzenie sztucznego wstępnego zainicjowania pęknięcia na jednym z zębów można zakłócić przebieg niskoenergetycznej początkowej fazy inicjacyjnej pęknięcia.

By zwiększyć wiarygodność prognozy o stanie badanej przekładni postanowiono poszukać innych miar określających jej stan techniczny.

Analizę przeprowadzono na przykładzie rezultatów eksperymentów diagnostycznych przeprowadzonych na stanowisku do badań wytrzymałości kół zębatach pracującym w układzie z mocą krążącą. Stanowisko wyposażone było w dwukanałowy układ telemetryczny produkcji ESA Messtechnik GmbH [1] pozwalający na transmisję

danych z elementów wirujących. Podczas pracy rejestrowano przebiegi: przyspieszeń drgań korpusu, momentu skręcającego na wale zębnika, naprężeń w podstawie jednego z zębów zębnika, prędkości obrotowej wału zębnika oraz impulsy synchronizujące z czujnika indukcyjnego umieszczonego na wale zębnika. Naprężenia w podstawie zęba mierzono za pomocą tensometru naklejonego u podstawy zęba na jego powierzchni czołowej, moment skręcający za pomocą naklejonych na wale zębnika tensometrów, zaś chwilową prędkość obrotową wału zębnika za pomocą prądniczki tachometrycznej prądu stałego (33 bieguny). Badana przekładnia była wyposażona w koła zębata o zębach prostych o module 4 mm mające 27 (zębnik) i 35 (koło) zębów. Eksperymenty prowadzono aż do całkowitego wyłamania zęba.

Jako układ odniesienia przyjęto odpowiedź dynamiczną przekładni uzyskaną w początkowej fazie eksperymentu laboratoryjnego.

2. ANALIZA LOKALNYCH NIESTACJO- NARNOŚCI W SYGNALE UŚREDNIONYM SYNCHRONICZNIE

Zarejestrowane sygnały były przepróbkowane (interpolowane do jednakowej długości) w celu kompensacji zmian prędkości obrotowej i uzyskania

jednakowych liczb próbek dla wszystkich obrotów wału zębnika. Wykorzystano do tego celu impulsy synchronizujące z czujnika indukcyjnego umieszczonego na wale zębnika. Impulsy te pozwoliły ponadto na określenie umownych początków każdego obrotu wału zębnika.

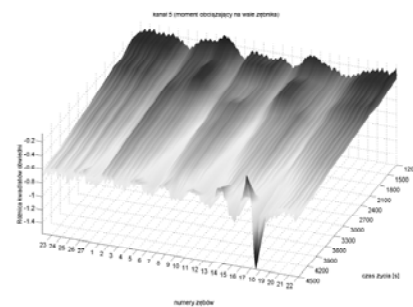
2.1. Zmiany obwiedni sygnału spowodowane uszkodzeniem zmęczeniowym zęba

Sygnały zarejestrowane podczas kolejnych pomiarów poddano uśrednianiu synchronicznemu z obrotami wału zębnika. Pozwoliło to na usunięcie z sygnałów wszelkich zakłóceń nie związanych z pracą zębnika. Dla tak przetworzonych sygnałów obliczono ich obwiednie korzystając z transformaty Hilberta w sposób opisany w [2]. Następnie kwadraty obwiedni porównano z wynikiem uzyskanym po okresie początkowego docierania przekładni (pomiar nr 4).

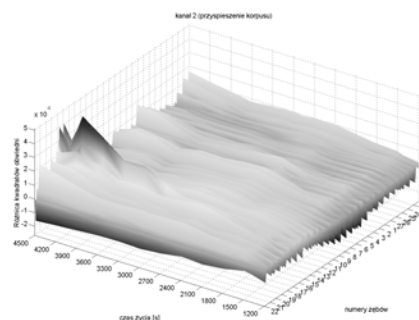
Rysunek 1 przedstawia zmianę przebiegu obwiedni uśrednionego sygnału z zarejestrowanymi chwilowymi zmianami momentu obciążającego wał zębnika na długości jednego obrotu w czasie pracy przekładni. Począwszy od rejestracji wykonanej w 3300 [s] obciążenie zęba nr 18 jest coraz mniejsze (aczkolwiek spadek ten jest bardzo powolny). Ostatnia rejestracja wykonana bezpośrednio przed całkowitym wyłamaniem zęba wskazuje na gwałtowny spadek obciążenia na uszkodzonym zębie spowodowany jego większą podatnością (mniejszą sztywnością). Większa podatność tego zęba powoduje, iż następna para zębów musi przenieść dodatkowy, większy moment spowodowany większym impulsem siły w chwili jej wejścia w przypór. Niestety jak to widać na rys. 1 zmiany te, poza chwilą bezpośrednio poprzedzającą całkowite wyłamanie, są zbyt małe aby parametr ten można było wykorzystać do wczesnego wykrycia zmęczeniowego pęknięcia zęba.

Tę samą operację powtórzono w przypadku pomiaru przyspieszeń drgań korpusu. Wynik przedstawiony na rys. 2 pozwala na stwierdzenie, że począwszy od 3000 [s] dają się zauważyć zmiany we współpracy zęba nr 18.

W przypadku sygnału pochodzącego z prądniczki tachometrycznej mierzącej chwilową prędkość obrotową wału zębnika nie udało się uzyskać tak jednoznacznych rezultatów. Poziom obwiedni dla zęba nr 18 praktycznie nie zmieniał się w czasie eksperymentu.



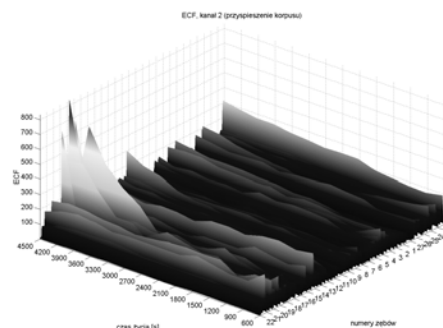
Rys. 1. Zmiana różnic kwadratów obwiedni momentu obciążającego wał zębnika w czasie pracy przekładni



Rys. 2. Zmiana przebiegu obwiedni przyspieszeń korpusu w czasie pracy przekładni

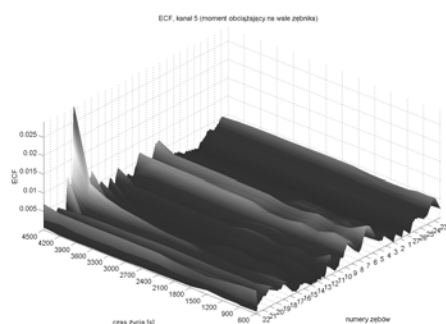
2.2. Analiza obwiedniowego wskaźnika przyporu (ECF).

W pracy [3] zaproponowano definicję obwiedniowego wskaźnika przyporu, nazwanego ECF, pozwalającego na porównywanie ze sobą kolejnych przyporów zębów w przekładni. Wskaźnik ten, zmienny w czasie, obliczany jako różnica kwadratów uśrednionych synchronicznie przebiegów obwiedni dla sąsiednich przyporów w kolejnych chwilach czasowych, pokazuje różnice pomiędzy współpracą zębów (różnice siły międzyzębnej) w sąsiednich przyporach spowodowane błędami podziałki, różnicami sztywności zębów, uszkodzeniami zmęczeniowymi i wszelkimi niedokładnościami wykonania.

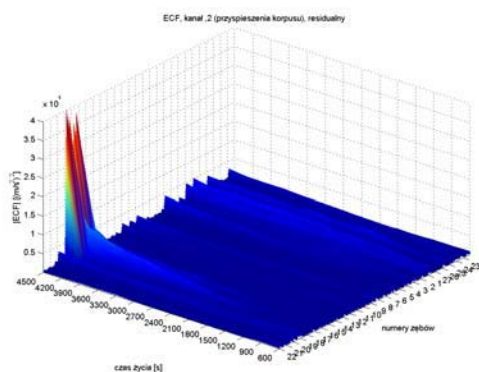


Rys. 3. Wartości obwiedniowego wskaźnika przyporu ECF obliczone dla przyspieszeń korpusu w czasie pracy przekładni

Różnice w warunkach kontaktów kolejnych zębów wchodzących w przypór dają w efekcie przyrost dynamicznego obciążenia zębów i wzrost naprężeń w ich podstawie. Im większa jest zmienność wskaźnika tym bardziej obciążona jest odpowiednia para zębów i tym większe prawdopodobieństwo, że awaria (o ile w przyszłości wystąpi) nastąpi właśnie w tym miejscu. Rezygnując z uśredniania synchronicznego (przy zachowaniu wyrównywania czasu trwania poszczególnych obrotów) i rejestracji impulsów synchronizujących pochodzących od obu wałów przekładni wskaźnik ten może być tabelaryzowany dla kolejnych, współpracujących par zębów pozwalając na określenie najbardziej niekorzystnego wariantu przyporu we współrzędnych „ząb zębniaka – ząb koła”.



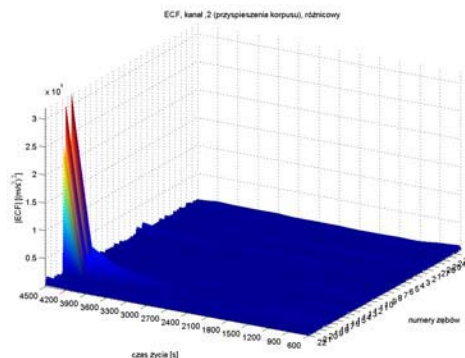
Rys. 4. Wartości wskaźnika ECF obliczone dla obwiedni momentu obciążającego wał zębniaka w czasie pracy przekładni



Rys. 5. Wartości obwiedniowego wskaźnika przyporu ECF obliczone dla sygnału residualnego obwiedni przyspieszeń korpusu w czasie pracy przekładni

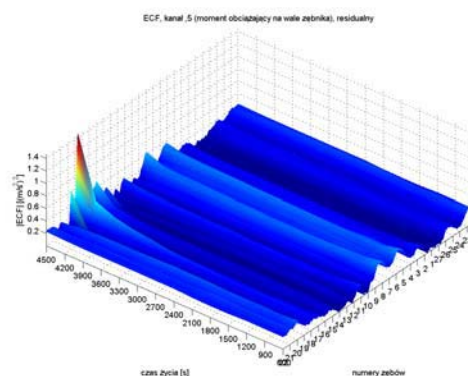
Na rysunkach 3 i 4 pokazano przebiegi zmian wskaźnika ECF dla jednego obrotu zębniaka w czasie zużywania się przekładni. Najlepszą zmienność parametru uzyskano dla sygnału przyspieszeń drgań korpusu (rys. 3). Wskaźnik dla momentu obciążającego wał zębniaka (rys. 4) pokazał istotną zmianę wielkości dopiero bezpośrednio przed całkowitym wyłamaniem zęba. Należy w tym

miejscu zwrócić uwagę na fakt, że z uwagi na sposób obliczania wskaźnika (różnica obwiedni sygnałów na kolejnych dwóch wchodzących w przypór zębów) wnioskowanie o dokładnym położeniu uszkodzonego zęba jest tu utrudnione. W dalszym etapie zbadano zmienność wskaźnika ECF dla innych postaci analitycznych sygnałów - residualnego i różnicowego sygnału przyspieszeń drgań korpusu (rys. 5 i 6) oraz momentu obciążającego wał zębniaka (rys. 7 i 8).

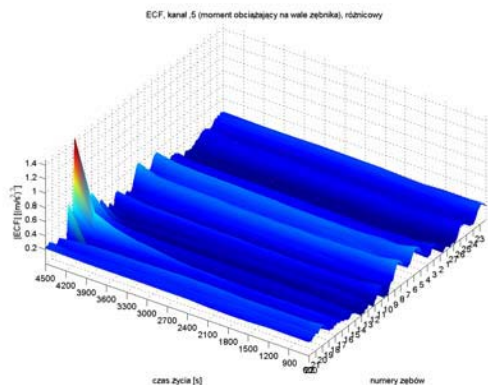


Rys. 6. Wartości obwiedniowego wskaźnika przyporu ECF obliczone dla sygnału różnicowego obwiedni przyspieszeń korpusu w czasie pracy przekładni

Sygnał różnicowy powstaje poprzez usunięcie z sygnału podstawowego (uśrednionego synchronicznie wałem zębniaka) składowych częstotliwościowych będących harmonicznymi częstotliwości ząbienia, natomiast różnicowy poprzez dodatkowe usunięcie prążków widmowych modulujących harmoniczne częstotliwości obrotowej wału zębniaka. W efekcie takiego postępowania uzyskano zmniejszenie wahań zmienności wskaźnika ECF zwłaszcza dla sygnału przyspieszeń korpusu (rys. 5, 6) co pozwoliło na wcześniejsze dostrzeżenie zmian związanych z postępującym uszkodzeniem zęba.



Rys. 7. Wartości wskaźnika ECF obliczone dla sygnału residualnego obwiedni momentu obciążającego wał zębniaka w czasie pracy przekładni



Rys. 8. Wartości wskaźnika ECF obliczone dla sygnału różnicowego obwiedni momentu obciążającego wał zębniaka w czasie pracy przekładni

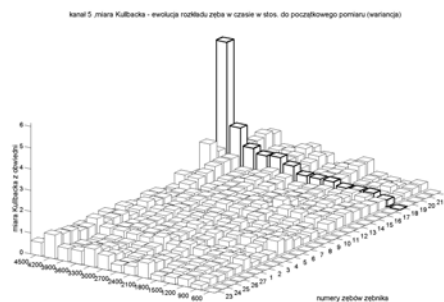
3. ANALIZA LOKALNYCH NIESTACJONARNOŚCI W SYGNALE NIEUŚREDNIONYM

Ponieważ zmiany momentu w uśrednionym sygnale poza okresem bezpośrednio poprzedzającym wyłamanie zęba są słabo zauważalne, postanowiono badać zmienność sygnału nie uśrednionego. W tym celu z obwiedni sygnału nie uśrednionego wyselekcjonowano fragmenty w których pracuje ten sam ząb zębniaka tak, aby uwzględnić wszystkie warianty przyporów z różnymi zębami koła. Następnie dla tak utworzonych sygnałów obliczono miarę informacji Kullbacka [4] dla obwiedni sygnałów dla każdego zęba osobno odnosząc kolejne pomiary do pomiaru początkowego po dotarciu:

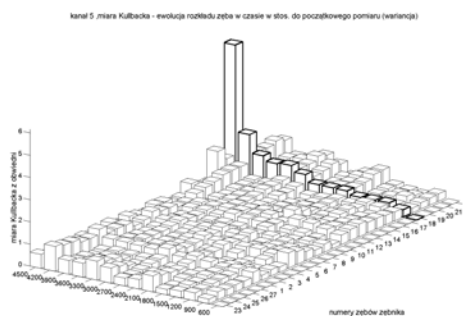
$$K(\Theta_1, \Theta_0) = \sum_{j=1}^n p_{j\Theta_1} \log \frac{p_{j\Theta_1}}{p_{j\Theta_0}} \quad (1)$$

We wzorze tym $p_{j\Theta_1}$ i $p_{j\Theta_0}$ oznaczają kolejne wartości gęstości prawdopodobieństwa dwóch porównywanych rozkładów amplitud dla pomiarów w chwilach Θ_1 i Θ_0 . Łatwo zauważyć, że dla identycznych wartości gęstości prawdopodobieństwa miara ta jest równa 0, oraz im wartość $p_{j\Theta_1}$ jest mniejsza, tym różnica rozkładów ma mniejsze znaczenie.

Tak obliczona miara informacji Kullbacka pozwala na określenie, jak dalece zmienił się rozkład amplitud obwiedni w czasie przyporu określonego zęba zębniaka w stosunku do stanu początkowego. Wynik obliczeń dla przyspieszeń korpusu przedstawiono na rys. 9 zaś dla chwilowych zmian momentu obciążającego wał zębniaka na rys. 10. Jak widać trend narastający daje się już zauważyć począwszy od pomiaru w 2100 [s], czyli dwukrotnie wcześniej niż w przypadku obserwacji obwiedni sygnałów.



Rys. 9. Zmiana miary Kullbacka obwiedni sygnału przyspieszeń korpusu w czasie pracy przekładni



Rys.10. Zmiana miary Kullbacka obwiedni momentu obciążającego wał zębniaka w czasie pracy przekładni

4. MIARY KULLBACKA W DIAGNOSTYCZNYM MODELU ZMĘCZENIOWEGO PĘKNIĘCIA ZĘBA U PODSTAWY

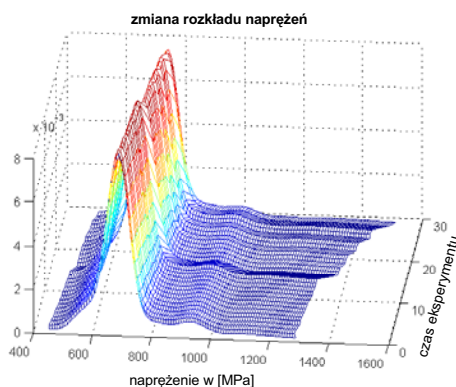
Inną miarą stanu technicznego przekładni zębatej może być zmiana naprężeń w kole zębatach. Postanowiono więc sprawdzić użyteczność różnych parametrów opisujących zmiany naprężeń w stopie zęba. Ze względu na istotne techniczne trudności związane z wykonywaniem pomiarów naprężeń w stopie zęba koła zębatego postanowiono sprawdzić czy istnieje możliwość opisu zmian struktury naprężeń zmianami występującymi w sygnale wibroakustycznym generowanym przez przekładnię zębatą. Umożliwiłoby to śledzenie zmian naprężeń koła zębatego na podstawie analizy sygnału SWA przekładni.

W tym celu przeprowadzono analizę porównawczą parametrów statystycznych, odnoszących się zarówno do przebiegów jak i rozkładów, naprężeń u podstawy zęba i trzech postaci analitycznych sygnału wibroakustycznego oraz obwiedni sygnału odfiltrowanego w pasmach obejmujących 1 lub 3 częstości obrotowe zębniaka wokół odpowiednio pierwszych 8-miu harmonicznych częstotliwości zazębienia. Pierwszy z analizowanych sygnałów to opisany wcześniej sygnał podstawowy, drugi to sygnał residualny zaś trzeci z sygnałów to sygnał różnicowy. Czwarty to

obwiednia sygnału odfiltrowanego wokół odpowiednich harmoniczných częstotliwości zazębienia w wybranych pasmach.

Analizowano dwie postacie miary Kullback'a, jedna uwzględniająca tylko zmiany wariancji, druga dodatkowo analizująca zmiany wartości średniej opisane dokładnie w pracy [5].

W wyniku przeprowadzonej wstępnej analizy okazało się, że w trakcie całego eksperymentu nie występuje istotna zmiana wartości średniej naprężeń, natomiast informacja o zbliżaniu się do chwili wyłamania zęba zawarta jest w zmianie rozproszenia próbki. Potwierdzeniem tego spostrzeżenia jest obserwacja zmiany rozkładu amplitud naprężeń (rys. 11).

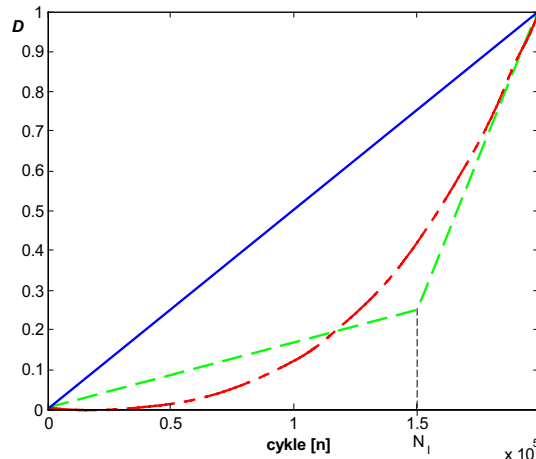


Rys. 11. Zmiana rozkładu amplitud naprężeń w stopie zęba podczas eksperymentu

Diagnostycznie użyteczne okazały się parametry odnoszące się do zmian wyższych momentów. Jest to spowodowane tym, że wraz z inicjacją i później rozwojem pęknięcia zmęzeniowego pojawiają się coraz większe zmiany w strukturze naprężeń w stopie uszkodzonego zęba wynikającą ze zmiany jego sztywności. Zwiększanie zaburzenia obciążenia na odcinku przyporu powoduje coraz bardziej uderową współpracę kół zębatach, objawiającą się zaburzeniami prędkości obrotowej wałów współpracujących kół. W sygnale drganiowym obudowy przekładni pojawia się coraz większa wartość maksymalnych amplitud.

Powiększająca się nieliniowość jednoznacznie sugeruje poszukiwanie informacji diagnostycznej o zbliżającym się wyłamaniu w pasmach częstotliwości związanych z modulacjami pochodzącymi od wałów współpracujących kół zębatach. Stąd też kolejne fazy uszkodzenia najwyraźniej wskazują parametry obliczone dla residualnego i różnicowego sygnału drganiowego oraz obwiedni sygnału odfiltrowanej w pasmach wokół wyższych harmoniczných zazębienia obejmujących modulacje prędkościami obrotowymi wałów. do opisu zmian sygnału wibroakustycznego zastosowano funkcję regresji wielorakiej opisującą zmianę miary Kullbacka z naprężeń poprzez zmianę tejże miary sygnału residualnego i obwiedni sygnału

wibroakustycznego odfiltrowanej wokół odpowiednio 4, 5 i 6 harmoniczných częstotliwości zazębienia w paśmie 60Hz.. tak zdefiniowana miara stała się podstawą do stworzenia diagnostycznego modelu zmęzeniowego pęknięcia zęba u podstawy przedstawionego na rysunku 12 [7].

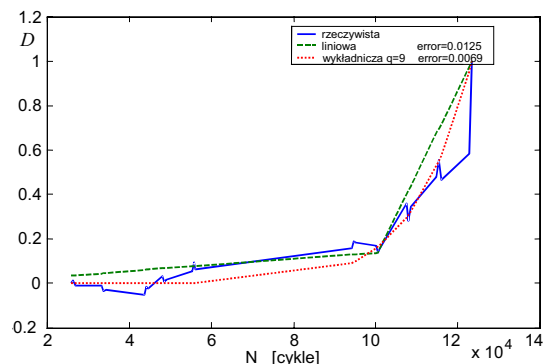


Rys. 12. Wibroakustyczne modele diagnostyki zmęzeniowego wyłamania zęba w przekładni zębatach

Najlepsze wyniki osiągnięto dla przypadku wyłamania zęba bez pittingu, ponieważ rozwijający się pitting zakłóca analizowane pasmo częstotliwości.

Podkreślić należy fakt, iż we wszystkich omawianych przypadkach zęb, który uległ wyłamaniu podczas eksperymentu nie był tym, na którym naklejono tensometry.

Przeprowadzone analizy wykazały możliwość diagnozowania stanów awaryjnych kół zębatach dla różnych typów uszkodzania zęba a dla przebiegu zmian przyjętej miary przedstawionego na rysunku 13 dzięki łagodnemu przejściu z fazy prawidłowej pracy przekładni w fazę inicjacyjną pęknięcia można wyróżnić okresu inicjacji i propagacji.



Rys. 13. Zmiana znormalizowanej miary wielkości uszkodzenia zęba opartego na funkcji regresji wielorakiej z miary Kullbacka

5. PODSUMOWANIE

Zastosowane metody analizy sygnałów pozwoliły na znalezienie w sygnale tych fragmentów w których nastąpiło zaburzenie jego parametrów. Zaburzenia te spowodowały zmiany wartości oraz typu funkcji opisującej rozkład prawdopodobieństwa wielkości obwiedni sygnału, zaś miejsce ich wystąpienia w sygnale wskazuje na dużą korelację z miejscem wystąpienia uszkodzenia. Zwraca uwagę fakt, że podobne rezultaty uzyskano różnymi metodami, zarówno odwołującymi się do porównywania obwiedni sygnału na całym obrocie zębika jak też do porównywania rozkładów wyselekcjonowanych fragmentów tych obwiedni.

Przebieg momentu obciążającego na wale zębika również wykazuje trend rosnący lecz wyraźny wzrost następuje dopiero bezpośrednio przed samym wyłamaniem zęba co sugeruje zmniejszenie sztywności zęba w wyniku przejścia z fazy inicjacji do fazy propagacji szczeliny zmęczeniowej.

Zmiany parametrów rozkładów prawdopodobieństwa zaobserwowane tak w przypadku naprężeń jak i wybranych parametrów mierzonego na obudowie przekładni sygnału wibroakustycznego potwierdzają tezę o istnieniu skorelowania pomiędzy naprężeniami, a zmianami struktury częstotliwościowej sygnału wibroakustycznego.

Opisywane metody mogą znaleźć zastosowanie w wykrywaniu wczesnych faz rozwoju uszkodzeń w tych przypadkach, w których rozwój uszkodzenia powoduje zmianę funkcji gęstości prawdopodobieństwa parametrów sygnału.

Szczególnie cennym z tego punktu widzenia jest wykrycie zależności pomiędzy ewolucją rozkładu prawdopodobieństwa wartości amplitud w pasmach zmodulowanych wyższych harmonicznymi częstotliwości zazębienia, a zmianami rozkładu amplitud naprężeń koła zębatego. Stanowi to bezpośrednie potwierdzenie przyjętej tezy o występowaniu informacyjnie istotnych zmian w widmie sygnału wibroakustycznego i rozwijającym się efekcie zmodulowania, spowodowanych zwiększającym się oddziaływaniem czynników stochastycznych w miarę rozwoju procesu zniszczenia zmęczeniowego.

6. LITERATURA

1. Radkowski S., Zawisza M.: Wykorzystanie sygnału wibroakustycznego w badaniu powstawania i rozwoju pęknięcia zmęczeniowego u podstawy zęba w przekładni zębatej. XXX Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2003.
2. Mączak J.: Wykorzystanie zjawiska modulacji sygnału wibroakustycznego w diagnozowaniu przekładni o zębach śrubowych. Rozprawa doktorska. Politechnika Warszawska, 1998.

3. Mączak J., Radkowski S.: Use of envelope contact factor in fatigue crack diagnosis of helical gears. Machine Dynamics Problems, vol. 26. 2002, s. 115-122.
4. Mączak J.: Miara informacji Kullbacka w wykrywaniu efektów niestacjonarnych w układach mechanicznych. XXI Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Ustroń 2003, tom II. s. 71-76.
5. RADKOWSKI S., 2002, Niezawodnościowo - zorientowana diagnostyka wibroakustyczna, XXX Zimowa Szkoła Niezawodności, Szczyrk, 348÷360.
6. QIU CH. ZHANG J., SETH B.B., LIANG S., 2002, Damage Mechanics Approach for Bearing Lifetime Prognostics, Mechanical systems and Signal Processing vol. 15 nr 5, str. 817÷829.
7. ZAWISZA M., 2003, Wykorzystanie informacji zawartej w sygnale wibroakustycznym do oceny prawdopodobieństwa wystąpienia awarii w przekładni zębatej, Rozprawa doktorska Politechnika Warszawska.



Dr inż. Maciej ZAWISZA jest adiunktem w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej, członek PTDT. Obecnie zajmuje się diagnostyką maszyn., w szczególności diagnostyką procesów zmęczeniowych w przekładniach zębatych.

Dr inż. Jędrzej MĄCZAK jest adiunktem w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej, członek PTDT. W pracy naukowej zajmuje się diagnostyką maszyn, modelowaniem matematycznym układów napędowych i metodami analizy sygnałów wibroakustycznych.



ZASTOSOWANIE WSKAŹNIKÓW OCENY EFEKTYWNOŚCI ENERGETYCZNEJ DO DIAGNOZOWANIA SYSTEMU SUSZĄCEGO

Renata WALCZAK

Politechnika Warszawska, Wydział Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii,
Instytut Inżynierii Mechanicznej, Zakład Inżynierii Systemów
ul. Łukasiewicza 17, 09-400 Płock, tel./fax (24) 367 59 95, e-mail: rpwalcza@pw.plock.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodę budowy wskaźników oceny efektywności dla systemu suszącego na przykładzie instalacji suszącej z suszarką daszkową. Przedstawiono pojęcie efektywności energetycznej oraz metodę jej wyznaczania. Omówione wskaźniki efektywności mogą być wykorzystane do oceny stanu i pracy instalacji suszącej. Przedstawiono przykładowe zastosowanie wskaźników do diagnozowania instalacji.

Słowa kluczowe: system ekspertowy, system diagnostyki, suszarka daszkowa, efektywność energetyczna.

ENERGY EFFICIENCY RATIOS UTILIZATION IN DRYING SYSTEM DIAGNOSIS

Summary

In the paper were shown the method of energy efficiency ratios constructing taking into consideration continuous, cross flow, cascade dryer as an example. Energy efficiency term and the way of calculating it were defined. Presented efficiency ratios could be used for diagnosing the state and operating of the dryer. The exemplary utilization of mentioned ratios was presented.

Keywords: expert system, diagnosis system, cascade dryer, energy efficiency.

WYKAZ PODSTAWOWYCH OZNACZEŃ

Oznaczenia

B – ilość spalonego paliwa, kg/s,
 G – natężenie przepływu czynnika suszącego, kg/s,
 F – pole powierzchni wymiany ciepła, m²,
 I – entalpia, J,
 K – koszty całkowite, zł,
 K_s – koszty stałe, zł,
 K_z – koszty zmienne, zł
 L – praca, J,
 L_{pi} – długość i-tego połączenia przewodów powietrznych, m,
 M – natężenie przepływu materiału suszonego, kg/s, masa, kg,
 T – temperatura materiału suszonego, °C,
 Q – ciepło, J,
 Q_i – wartość opałowa paliwa, J/kg,
 E_{SA} – efektywność energetyczna systemu agrosuszającego,
 c – ciepło właściwe, J/kg K,
 i – entalpia właściwa, J/kg,
 k – współczynnik przenikania ciepła, W/m²K, koszt jednostkowy, zł,
 r – ciepło parowania wody, J/kg
 u – zawartość wody w materiale suszonym, kg/kg,
 x – zawartość wody w czynniku suszącym, kg/kg,

z – zysk jednostkowy,
 τ – czas, s,

Indeksy

‘ – wejście,
” – wyjście,
 d – kolumna susząca,
 dop – dopuszczalny,
 el – energia elektryczna,
 G – powietrze suszące,
 h – podgrzewacz,
 $inst$ – elementu instalacji.
 is – instalacja susząca,
 M – materiał suszony,
 N – nakłady,
 $nagr$ – nagrzanie,
 p – powietrze,
 pw – para wodna,
 P – wymiennik ciepła na podgrzewaczu powietrza,
 R – przewody powietrzne,
 s – sucha masa,
 zal – założony.

1. WPROWADZENIE

W zależności od gałęzi przemysłu koszt suszenia stanowi znaczny udział w ogólnych kosztach procesu technologicznego. W przemyśle przeróbki drewna koszt suszenia stanowi około 70% kosztów całkowitych, w procesach produkcji włókien tekstylnych 50%, w przemyśle papierniczym oraz spożywczym około 30% [2]. Zmniejszenie zużycia energii może być uzyskane poprzez:

- zmianę struktury wykorzystania procesów i urządzeń energochłonnych;
- poprawę efektywności energetycznej urządzeń lub procesów;
- zmianę poziomu aktywności sektorów energochłonnych;
- dopasowanie się do fluktuacji warunków naturalnych w tym pogodowych.

W krótkim okresie jedynie poprawa efektywności energetycznej urządzeń i procesów może ograniczyć zużycie energii. Proces suszenia konwekcyjnego jest najczęściej stosowaną formą suszenia. W celu poprawy efektywności suszenia konieczna staje się ocena efektywności energetycznej urządzenia.

Obiektem rozważań były systemy suszące przeznaczone do suszenia zbóż. Przyjętą egemplifikacją systemu suszącego jest suszarka daszkowa, uznana za reprezentatywny model urządzeń suszących.

Przedmiotem rozważań była analiza systemu agrosuszącego, identyfikacja elementów infrastruktury oraz określenie zależności między nimi.

Celem niniejszej pracy było poszukiwanie miar pozwalających na ocenę efektywności energetycznej procesu suszenia. Miary te mogą być wykorzystane do budowy kryteriów optymalizacji procesu eksploatacji systemów suszących oraz do oceny pracy i stanu instalacji suszącej.

Analiza procesu decyzyjnego ma na celu jego implementację w postaci systemu ekspertowego.

2. SYSTEMY SUSZĄCE

Zastosowanie podejścia systemowego do analizy systemu agrosuszącego implikuje jednoznaczne określenie elementów i relacji składających się na ten system. System agrosuszący rozumiany jest jako zespół funkcjonalnie powiązanych ze sobą elementów służących do realizacji procesu agrosuszenia zgodnie z wymaganiami przy określonych możliwościach, w danych warunkach. Zgodnie z teoriomnogościową teorią Wintgena [8] system suszący można zapisać jako

$$S = \{A, B, C, D, F, R\} \quad (1)$$

gdzie:

$\{A, B, C, D, E, F\}$ jest zbiorem elementów systemu S przyjętych ze względu na modelowany proces;

$A = \{A_i; i = \overline{1, I}\}$ - zbiór użytkowników;

$B = \{B_k; k = \overline{1, K}\}$ - zbiór środków technicznych;

$C = \{C_n; n = \overline{1, N}\}$ - zbiór elementów otoczenia;

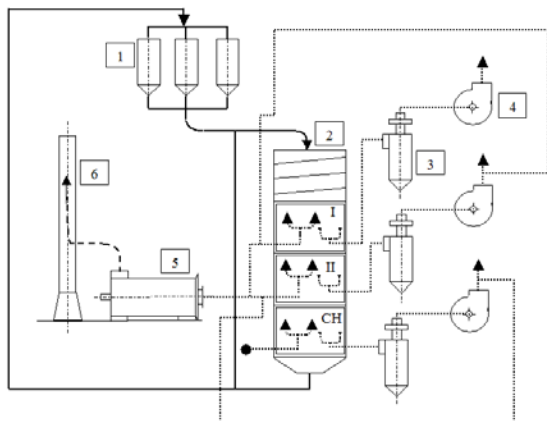
$D = \{D_l; l = \overline{1, L}\}$ - zbiór zadań;

$F = \{F_j; j = \overline{1, J}\}$ - zbiór technologii;

$R = \{R_b; \overline{1, B_R}\}$ ciąg relacji systemotwórczych występujących między elementami systemu.

Przy specyfikacji systemów agrosuszących z punktu widzenia warunków, w jakich przebiega proces, istniejących możliwości oraz wymagań można wyróżnić różne ich rodzaje, typy i konfiguracje. Konfiguracja rozumiana jest jako zestaw środków technicznych realizujących określone zadanie według wybranej technologii, o określonej strukturze i w określonych warunkach. Konfiguracja zależy od wyróżniającego kryterium. Między innymi wyróżnia się konfiguracje ze względu na rozwiązania konstrukcyjne, rodzaj procesu termofizycznego, rodzaj suszonego materiału, rodzaj i postać produktu, rodzaj generatora ciepła, ciągłość procesu, mobilność systemu. Ze względu na konstrukcję można wyróżnić między innymi suszarki absorpcyjne, bębnowe, daszkowe, fluidyzacyjne, komorowe, kaskadowe, pneumatyczne, podłogowe, promiennikowe, silosowe, sitowe, taśmowe i tunelowe. Do wymienionych grup konfiguracji należą konfiguracje eksploatacyjne, energetyczne, funkcjonalne, strukturalne, technologiczne i zadaniowe. Wśród konfiguracji energetycznych ze względu na temperaturę wyróżnia się konfiguracje wysokotemperaturowe, średniotemperaturowe, niskotemperaturowe, ze względu na generator ciepła konfiguracje z konwencjonalnym, niekonwencjonalnym lub hybrydowym generatorem ciepła. Z punktu widzenia procesu eksploatacji można wymienić konfiguracje wyróżnione ze względu na ciągłość, suszarki o procesie ciągłym i dyskretnym, ze względu na mobilność, suszarki stacjonarne i przewoźne, ze względu na samodzielność suszarki samodzielne i będące elementem systemu.

W pracy rozpartywano instalację suszącą złożoną z podgrzewacza powietrza, przewodów powietrznych, kolumny suszącej wyposażonej w daszkowate kanały powietrzne, cyklonów, wentylatorów, instalacji elektrycznej i systemu sterowania (rys. 1) [11].



Rys. 1. Instalacja susząca [11]:

1 - silosy, 2 - kolumna susząca, 3 - cyklony, 4 - wentylatory, 5 - podgrzewacz powietrza, 6 - komin
 Fig. 1. Drying installation [11]: 1 - storage silo, 2 - drying column, 3 - cyclone, 4 - fan, 5 - burner, 6 - chimney

3. PROCES SUSZENIA

Proces agrosuszenia to proces termicznego odwodnienia materiałów pochodzenia biologicznego, przede wszystkim roślinnych, w stanie naturalnym lub przygotowanych zgodnie z wymogami technologii. Celem procesu jest usunięcie nadmiaru wody z suszonego materiału, dzięki czemu zatrzymane zostają naturalne procesy niszczenia, niekorzystnie wpływające na jakościowy i ilościowy stan materiału, a materiał nadaje się do długotrwałego przechowywania lub różnorodnego wykorzystania.

Proces suszenia w ujęciu systemowym, w aspekcie bilansu zasobów rozumiany jest jako transformacja zasobów materialno-energetyczno-informacyjnych zawartych w surowcu i medium suszącym do postaci tych zasobów zawartych w produkcie przy zastosowaniu odpowiednich środków technicznych, procedury suszenia oraz przy oddziaływaniu otoczenia. Transformację opisują w czasie zmienne stanu, parametry procesu oraz relacje między zmiennymi [10].

Na przebieg procesu suszenia wpływają procesy robocze, zakłócające, wspomagające oraz sterujące, a zależy on od wymagań wynikających z przeznaczenia suszonego materiału, warunków wynikających z dostępu do surowca, oraz możliwości instrumentalizacji, m.in. określenia rodzaju i typu systemu, jego konfiguracji oraz parametrów.

4. WSKAŹNIKI CHARAKTERYSTYK SYSTEMU

O stanie systemu suszącego, zarówno na etapie konstruowania jak i podczas eksploatacji, można wnioskować korzystając z ustrukturalizowanego procesu określania charakterystyk użyteczności systemu. Analiza użyteczności sprowadza się do zdefiniowania struktury problemu, oceny preferencji

eksperta dotyczących jakości systemu suszącego, przedstawienia sugerowanych decyzji oraz analizy wrażliwości. Na ocenę struktury problemu składają się zdefiniowanie kontekstu oceny, określenie celu i obiektów oceny i ich cech oraz określenia kryteriów i miar oceny. Kontekst i cele oceny są ze sobą ściśle powiązane i w zależności od nich przyjmowane są charakterystyki, na podstawie, których system jest oceniany.

Charakterystyki systemu są wielkościami, które w sposób uznany za wystarczający reprezentują właściwości, bądź własności systemu, istotne z punktu widzenia celu zainteresowania. Najbardziej ogólną z ogólnych charakterystyk systemu jest jakość. Jakość jako cecha niemierzalna jest charakterystyką subiektywną, która wyraża stopień spełnienia oczekiwań w stosunku do obiektu, do którego się odnosi. Podejmowane próby obiektywizacji jakości sprowadzają się do wyrażania jej poprzez: syntetyczny wskaźnik jakości [8] lub charakterystyki szczegółowe. Wiele z tych charakterystyk to charakterystyki z natury swej mierzalne, które mogą być wyrażane poprzez wartości liczbowe.

Koncepcja budowy miar tych charakterystyk wynika z definicji charakterystyk i w największym skrócie sprowadza się do ustalenia zbioru zmiennych opisujących system oraz przyjęcia za miary charakterystyk algebraicznych relacji pomiędzy tymi zmiennymi oraz na dokonaniu wyboru spośród tych relacji, relacji istotnych ze względu na rozpatrywany aspekt oceny.

Punktem wyjścia jest zidentyfikowanie obiektu oceny, którym w tym przypadku jest system suszący. Jako miary charakterystyk systemu agrosuszącego przyjęto zbiór relacji istotnych R_a ze zbioru relacji możliwych R . Za istotne uznano relacje algebraiczne (2).

$$R_a : W_{k,l} = \frac{X_k}{X_l} \quad (2)$$

gdzie: $k=l$; $k, l = 1, \dots, K$.

Relacje W_{kl} nazwano wskaźnikami charakterystyk systemu. Po uporządkowaniu według indeksów otrzymano kwadratową macierz wskaźników (3)

$$W = [W_{k,l}]_{K \times K} = \begin{bmatrix} W_{1,1} & W_{1,2} & \dots & W_{1,l} \\ W_{2,1} & W_{2,2} & \dots & W_{2,l} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ W_{k,1} & W_{k,2} & \dots & W_{k,l} \end{bmatrix} \quad (3)$$

Pomiędzy elementami $[W_{k,l}]$ istnieją relacje:

$$\bigvee_{k=l \in (1,K)} W_{k,l} = 1 \quad (4)$$

oraz

$$\bigvee_{k \neq l \in (1,K)} W_{k,l} = \frac{1}{W_{l,k}} \quad (4)$$

Charakterystyki systemu podzielono na niezależne moduły, dzięki czemu możliwa jest implementacja przedmiotowej wiedzy w różnych źródłach bazy wiedzy. Wyróżniono moduły dotyczące całego systemu suszącego oraz poszczególnych jego elementów, a także główne i pośrednie podzbiory cech określających cel rozważań. Jako główne wyróżniono podzbiory dotyczące bezpośredniej efektywności energetycznej, ekonomicznej oceny inwestycji oraz efektywności skumulowanej systemu. Efektywność energetyczna bezpośrednia dotyczy efektywności energetycznej w czasie ustalonej pracy instalacji oraz w czasie nagrzewania instalacji. W każdej z grup wyróżniono zmienne dotyczące efektów, nakładów i czasu. Na tej podstawie wyznaczono szereg miar przyporządkowanych do każdej z grup głównych. Na podstawie uzyskanych ocen można wnioskować o modernizacji instalacji suszącej. Modernizacja rozumiana jest tu z punktu widzenia poprawy efektywności energetycznej procesu. Różne warianty poprawy efektywności energetycznej są również oceniane w aspekcie efektów, nakładów i czasu.

5. EFEKTYWNOŚĆ ENERGETYCZNA

Metody oceny efektywności energetycznej suszarni zakładają, że urządzenia pracują w stanie ustalonym. Nie bierze się pod uwagę procesu nagrzewania instalacji. W celu oceny rzeczywistej energochłonności urządzenia konieczne jest zaplanowanie pracy urządzenia w całym sezonie oraz określenie strat ciepła na nagrzewanie w każdym planowanym cyklu pracy. Dopiero powiększenie wielkości zużycia paliwa w rachunku obliczania wskaźników efektywności może dać pogląd o rzeczywistej sprawności urządzenia w sezonie suszarniczym.

Dla ustalonej pracy suszarni do budowy wskaźników w grupie efektywności energetycznej bezpośredniej, w grupie nakładów, wykorzystano wielkości [10, 11] M' , G' , u' , T' , Q_h' , Q_d' , B , Q_{elN} . W grupie efektów umieszczono M'' , G'' , u'' , Δu , $Q_{u\dot{z}}$, T'' , Q_h'' , Q_d'' , τ . Zaproponowano wskaźniki dla poszczególnych elementów instalacji suszącej oraz dla całego systemu suszącego. Dla systemu suszącego określono zestawione poniżej podstawowe wskaźniki efektywnościowe, zestawione w zależności od celu i rozpatrywanego urządzenia.

W grupie wskaźników dotyczących sprawności cieplnej wyznaczono dla podgrzewacza powietrza sprawność podgrzewacza (5). Dla przewodów powietrznych, sprawność przewodów (8), dla kolumny suszącej, sprawność kolumny suszącej (10), dla całej instalacji, sprawność całej instalacji (11).

$$\eta_p = \frac{Q_h''}{Q_h'} \quad (5)$$

gdzie:

$$Q_h'' = I_h' - I_z = G_s (c_p + x' c_{pw}) (t_h'' - t_z) \quad (6)$$

$$Q_h' = B Q_i \quad (7)$$

$$\eta_R = \frac{Q_h'' - Q_{R \text{ strat}}}{Q_h''} \quad (8)$$

gdzie:

$$Q_{R \text{ strat}} = \int_0^l (F(k_R (t_G - t_z))) dl \quad (9)$$

$$\eta_s = \frac{Q_{u\dot{z}}}{Q_h''} \quad (10)$$

$$\eta_s = \frac{Q_{u\dot{z}}}{Q_d'} \quad (11)$$

gdzie:

$$Q_{u\dot{z}} = (i_{Gd}'' - i_{Md}') \cdot \Delta u \quad (12)$$

$$\Delta u = M_s (u' - u'') \quad (13)$$

$$i_{Gd}'' = r + c_{pw} t'' \quad (14)$$

$$i_{Md}' = c_w T' \quad (15)$$

Sprawność instalacji suszącej określana jest jako iloczyn sprawności poszczególnych elementów systemu suszącego (16).

$$\eta_s = \prod_{i=1}^n \eta_i \quad (16)$$

Pozostałe wskaźniki zdefiniowane zgodnie z przedstawioną powyżej metodą będą wykorzystane w systemie ekspertowym.

$$\frac{Q_h'}{\Delta u} - \text{jednostkowe zużycie ciepła} \quad (17)$$

$$\frac{B}{\Delta u} - \text{jednostkowe zużycie paliwa} \quad (18)$$

$$\frac{M''}{M'} - \text{wskaźnik wysuszenia} \quad (19)$$

$$\frac{G'}{M'} - \text{0 wskaźnik natężenia powietrza na 1 kg wilgotnego materiału} \quad (20)$$

$$\frac{G'}{M''} - \text{wskaźnik natężenia powietrza na 1 kg suchego materiału} \quad (21)$$

$$\frac{G'}{\Delta u} - \text{wskaźnik natężenia powietrza na 1 kg odparowanej wody} \quad (22)$$

$$\frac{Q'}{M'} - \text{wskaźnik natężenia ciepła dostarczonego na 1 kg wilgotnego materiału} \quad (23)$$

$$\frac{Q_h''}{M''} - \text{wskaźnik natężenia ciepła dostarczonego na 1 kg suchego materiału} \quad (24)$$

$$\frac{Q_h''}{\Delta u} - \text{wskaźnik natężenia ciepła dostarczonego na 1 kg odparowanej wody} \quad (25)$$

$$\frac{Q''}{M'} - \text{wskaźnik natężenia ciepła traconego na 1 kg wilgotnego materiału} \quad (26)$$

$$\frac{Q''}{M''} - \text{wskaźnik natężenia ciepła traconego na 1 kg suchego materiału} \quad (27)$$

$$\frac{Q''}{\Delta u} - \text{wskaźnik natężenia ciepła traconego na 1 kg odparowanej wody} \quad (28)$$

$$\frac{\Delta u}{G'} - \text{wskaźnik natężenia odparowanej wody na 1 kg dostarczonego powietrza} \quad (29)$$

$$\frac{\Delta u}{Q'} - \text{wskaźnik natężenia odparowanej wody na 1 J dostarczonego ciepła} \quad (30)$$

$$\frac{\Delta u}{\Delta Q} - \text{wskaźnik natężenia odparowanej wody na 1 J wykorzystanego ciepła} \quad (31)$$

$$\frac{Q_{uz}}{Q'} - \text{wskaźnik natężenia wykorzystanego ciepła na 1 J ciepła dostarczonego} \quad (32)$$

W grupie wskaźników dotyczących efektywności wykorzystania energii elektrycznej:

$$\frac{E_{el N}}{\Delta u} - \text{jednostkowe zużycie energii elektrycznej na jednostkę odparowanej wody} \quad (33)$$

$$\frac{E_{el N}}{M'} - \text{jednostkowe zużycie energii elektrycznej na jednostkę wilgotnego materiału} \quad (34)$$

$$\frac{E_{el N}}{M''} - \text{jednostkowe zużycie energii elektrycznej na jednostkę wysuszonego materiału} \quad (35)$$

W grupie wskaźników odniesionych do czasu wyznaczono:

$$\frac{E_{el N}}{\tau} - \text{zużycie energii elektrycznej na jednostkę czasu} \quad (36)$$

$$\frac{Q_h'}{\tau} - \text{zużycie ciepła pochodzącego z energii chemicznej paliwa na jednostkę czasu} \quad (37)$$

$$\frac{B}{\tau} - \text{zużycie paliwa na jednostkę czasu} \quad (38)$$

Przy kompleksowej ocenie eksploatacji urządzenia w sezonie suszącym niezbędna jest informacja jak często instalacja susząca nagrzewa się od temperatury otoczenia do temperatury pracy. Koszt nagrzewania instalacji stanowi od 10% do 30% całkowitych kosztów suszenia, więc instalacja powinna być tak zaprojektowana, żeby minimalizować koszty eksploatacji. W celu wyznaczenia ilości ciepła przeznaczonego na nagrzanie instalacji suszącej konieczna jest znajomość jej budowy, a przede wszystkim niezbędne są informacje na temat rodzaju i masy tych elementów instalacji, które się nagrzewają. Straty ciepła obliczane są zgodnie z zależnością (39).

$$Q_{nagrz I} = \sum_{i=1}^n (M_{inst i} \cdot c_{inst i} \cdot (t_{sr i} - t_z)) \quad (39)$$

Palniki w podgrzewaczu powietrza mogą być załączone, gdy suszarnia jest całkowicie wypełniona ziarnem. Zanim suszarnia się nagrzeje i ustalą się parametry pracy, ziarno jest niedosuszone. Ziarno takie można suszyć w cyrkulacji, do momentu, aż parametry pracy będą zadowalające, lub można je przestać do silosu, i wysuszyć do żądanych parametrów w późniejszym terminie. W silosie ziarno stygnie, a ciepło, które zostało przeznaczone na podgrzanie go jest bezpowrotnie tracone. Straty te również należy również uwzględnić w bilansie energetycznym. Ciepło przeznaczone na nagrzanie ziarna odesłanego do silosu oblicza się na podstawie zależności (40).

$$Q_{nagrz M} = M_M \cdot c_M \cdot (t_{sr M} - t_z) \quad (40)$$

W celu określenia wartości wskaźników efektywności zarówno dla pracy w warunkach ustalonych jak i dla warunków rozruchu należy do ilości ciepła wykorzystywanego w warunkach ustalonych dodać ilość ciepła potrzebną na nagrzanie instalacji i na nagrzanie ziarna. Rachunek powinien dotyczyć całego sezonu pracy instalacji.

Osobną grupę wskaźników stanowią wskaźniki dotyczące kosztów. Koszty stałe K_s w tym koszty nakładów inwestycyjnych oraz koszty stałe eksploatacji i koszty zmienne K_z mogą być

odniesione do ilości odparowanej wody, ilości materiału dostarczanego do suszarni, ilości uzyskanego suszu, ilości ciepła dostarczonego, ilości ciepła odprowadzonego itp. Uzyskane w ten sposób jednostkowe koszty wspomnianych wielkości można wykorzystać w rachunku efektywności energetycznej. Efektywność systemu suszącego zdefiniowano jako stosunek zysków jednostkowych do kosztów jednostkowych (41).

$$e = \frac{z}{k} \quad (41)$$

gdzie:

$$z = \frac{Z}{Q_{uż}} \quad (42)$$

$$k = \frac{K}{Q_h} \quad (43)$$

$$K = K_s + K_z \quad (44)$$

stąd związek między efektywnością i sprawnością systemu można przedstawić zależnością (45).

$$e = \frac{ZQ'_h}{KQ_{uż}} = \frac{Z}{K\eta_s} \quad (45)$$

Dla poprawy sprawności systemu konieczne jest poniesienie dodatkowych kosztów inwestycyjnych. Wykorzystując rachunek kosztów krańcowych można określić jak dodatkowa wartość inwestycji wpływa na zwiększenie sprawności energetycznej systemu. Inwestycje są opłacalne od momentu, kiedy koszt krańcowy zrówna się z przychodem krańcowym.

6. WYKORZYSTANIE MIAR EFEKTYWNOŚCI ENERGETYCZNEJ

Celem eksploatacji systemów suszących jest odwodnienie materiału suszonego do określonej wilgotności, z zachowaniem wymogów technologii suszenia, w jak najbardziej efektywny sposób. W czasie eksploatacji możliwość kontrolowania wartości podstawowych zmiennych procesowych umożliwi wyznaczenie wskaźników efektywności energetycznej i na tej podstawie decydowanie o sterowaniu procesem, określanie wpływu otoczenia i decydowanie o zadaniach obsługowych. Wskaźniki efektywności mogą więc być wykorzystywane do postawienia diagnozy użytkowej i obsługowej [5].

Systemy ekspertowe wraz z rozwojem technik informatycznych, coraz częściej wykorzystywane są do rozwiązywania problemów projektowania oraz doboru i eksploatacji w tym diagnozowania maszyn [4]. Przedstawione miary oceny efektywności energetycznej mogą być wykorzystane na etapie projektowania i doboru systemów suszących w celu doboru instalacji najbardziej odpowiadającej

wymaganiom użytkownika oraz w czasie eksploatacji, do oceny pracującej instalacji i podjęcia decyzji o możliwości termorenowacji lub do oceny zmian wartości wskaźników w czasie, w kolejnych sezonach suszących, w celu wykrywania nieprawidłowości w działaniu instalacji.

Wnioskowanie diagnostyczne w systemie ekspertowym polega na pobraniu danych o ocenianym procesie, obliczeniu wartości wskaźników efektywności energetycznej, porównaniu wartości obliczonych wskaźników z wartościami odniesienia zawartymi w bazie danych, wyznaczonymi na podstawie modelu procesu, przeprowadzenie procesu wnioskowania ze względu na cel określony przez użytkownika, wyznaczenie diagnozy oraz poinformowanie użytkownika o diagnozie i sposobie wnioskowania.

W procesie oceny systemu suszącego i procesu technologicznego konieczne jest wyznaczenie wartości zmiennych procesowych i wartości wielkości pochodnych oraz wskaźników. W celu oceny instalacji suszącej konieczne jest wyznaczenie wartości wskaźników dla przedmiotowej instalacji na podstawie modelu matematycznego. Określenie wartości wskaźników dla rzeczywistej instalacji pozwoli je porównać ze wskaźnikami wzorcowymi obliczonymi z modelu matematycznego.

Dla określonej na wyjściu z kolumny suszącej temperatury czynnika suszącego konieczne jest wyznaczenie ciśnienia nasycenia pary wodnej, a tym samym maksymalnej ilości pary, jaka może być przejęta przez powietrze suszące. Znając obliczeniową wydajność instalacji suszącej możliwe jest wyznaczenie ilości wody, jaka powinna być odprowadzona z ziarna. Dla tak obliczonej ilości wody możliwe jest wyznaczenie ilości powietrza suszącego, które będzie w stanie odebrać wyznaczoną ilość wody. Dla tak wyznaczonej ilości powietrza suszącego, zakładając, że przewody powietrzne od podgrzewacza do kolumny suszącej są idealnie zaizolowane, możliwe jest wyznaczenie ilości paliwa, które będzie spalane w podgrzewaczu powietrza. W ten sposób będzie wyznaczone minimalne zużycie ciepła i paliwa na wysuszenie określonego przez użytkownika materiału, przy założeniu, określonej przez producenta kolumny suszącej, wydajności suszenia.

W związku z tym, że zawsze pewna część ciepła jest tracona do otoczenia w wyniku przewodzenia, na podstawie modelu należy wyznaczyć, zależne od rodzaju materiałów izolacyjnych, wielkości strat ciepła. Na tej podstawie możliwe jest wyznaczenie sprawności możliwej do uzyskania w określonej instalacji suszącej.

Wyznaczenie wartości zmiennych procesowych podczas badań eksploatacyjnych pozwoli na porównanie ich z wartościami otrzymanymi z modelu. Na tej podstawie można wnioskować o stanie instalacji suszącej zgodnie z drzewem decyzyjnym przygotowanym dla systemu ekspertowego.

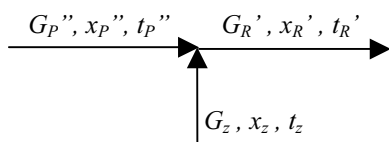
7. REGUŁY BAZY WIEDZY

7.1. Przewody powietrzne

W systemie ekspertowym opracowano metodę oceny efektywności energetycznej instalacji suszącej na podstawie analizy wybranych wskaźników. Wskaźniki te mogą być również zastosowane do oceny stanu technicznego instalacji suszącej.

Wg [2,6,8,11] poważnym problemem w instalacjach suszarniczych jest nieszczelność połączeń przewodów powietrznych. W instalacji suszącej stosuje się nadciśnieniowe i podciśnieniowe przewody powietrzne. Wentylatory promieniowe zainstalowane są za kolumną suszącą oraz za cyklonami. W systemie podciśnienia pracuje podgrzewacz powietrza, kolektor zasilający kolumnę suszącą, przewody łączące kolumnę suszącą z cyklonami, cyklony oraz przewody między cyklonami a wentylatorami. W systemie nadciśnienia pracują przewody recyrkulacji powietrza, jeśli instalacja je posiada. Nieszczelne mogą być połączenia przewodów oraz uszczelnienia otworów rewizyjnych.

Przewody zasilające kolumny suszące mają wymiary rzędu 1000x1000mm i trudno jest utrzymać ich szczelność. W Polsce nie ma normy definiującej klasy szczelności instalacji. Jako zalecenie można przyjąć klasy szczelności wg DIN, ASTM, oraz niemieckiej normy TA LUFT VDI 2440, wg których przedmiotowa instalacja powinna odpowiadać klasie $K_S=1\text{g/mb s}$ (gram powietrza na metr bieżący uszczelnienia i sekundę). Ani w czasie montażu, ani w czasie eksploatacji nie są robione próby szczelności przewodów. W celu obniżenia zużycia energii warto zadbać o szczelność instalacji ze względu na znaczny spadek temperatury powietrza suszącego w przypadku nieszczelności. W nieszczelnych przewodach doprowadzających powietrze do kolumny suszącej wzrasta wydatek powietrza suszącego i przede wszystkim spada jego temperatura. Na rysunku 2 przedstawiono schemat mieszania się strumienia powietrza w kolektorze z powietrzem przedostającym się do kolektora z otoczenia.



Rys. 2. Schemat węzła, w którym następuje mieszanie dwóch strumieni powietrza
Fig 2. The diagram of two air jets joint

Zgodnie z bilansem ciepła i masy temperaturę powietrza na wlocie do kolektora po zmieszaniu z powietrzem zewnętrznym można wyznaczyć z zależności (46).

$$t_R' = \frac{G_P''(c_g + c_{pw} \cdot x_P'') \cdot t_P'' + G_z(c_g + c_{pw} \cdot x_z) \cdot t_z}{G_R'(c_g + c_{pw} \cdot x_R')} \quad (46)$$

W przypadku nieszczelności połączenia kolektora z podgrzewaczem, przy wydatku powietrza suszącego 5,5 kg/s o temperaturze początkowej 100°C i zawartości wody takiej, jak powietrze z otoczenia, przy założeniu, że do przewodu zasysane jest powietrze o temperaturze 20°C w ilości 20% powietrza suszącego, temperatura w kolektorze spada do 86°C. W celu zachowania odpowiedniej temperatury na wlocie do kolumny suszącej niezbędne jest podniesienie temperatury powietrza opuszczającego podgrzewacz do 116°C i tym samym zwiększenie kosztów suszenia o ponad 15%.

Jeśli instalacja powietrzna jest szczelna, strumień objętościowy powietrza suszącego na wlocie powinien być równy strumieniowi na wylocie z przewodu. Do oceny szczelności przewodów powietrznych wykorzystano wskaźniki G'/G'' lub

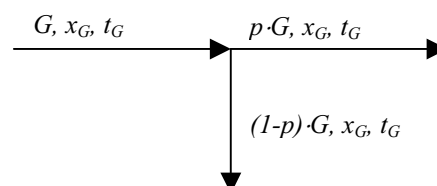
G''/G' wyznaczone na podstawie wartości strumienia powietrza w dwóch różnych punktach przewodu (G' na wlocie do przewodu, G'' na wylocie z przewodu). Dopuszczalne wskaźniki wyznaczone są dla każdej części rozpatrywanej instalacji suszącej na podstawie podanych przez użytkownika wymiarów przewodów i ilości połączeń oraz wielkości i liczby otworów rewizyjnych. Wartość wskaźnika wyznaczonego dla rzeczywistej instalacji (47, 48) powinna być większa od wartości dopuszczalnej wynikającej z przyjętej klasy szczelności.

$$\frac{G'}{G''} > \left(\frac{G'}{G_{\max}''} \right)_{\text{dop}} \quad (47)$$

gdzie:

$$G_{\max}'' = G' + \sum_{i=1}^n L_{pi} \cdot K_S \quad (48)$$

Przewody pracujące w systemie nadciśnienia narażone są na odpływ powietrza suszącego do otoczenia przez nieszczelne połączenia. Ilość powietrza wypływającego przez nieszczelności określono jako część powietrza wpływającego do przewodu (rys. 3), (49). Wartość ta nie może być większa, niż określona przez klasę szczelności połączeń na przewodzie powietrznym.



Rys. 3. Schemat węzła, w którym następuje podział strumienia powietrza
Fig 2. The diagram of two air jets distribution

$$G = p \cdot G + (1 - p) \cdot G \quad (49)$$

O szczelności przewodu pracującego w systemie nadciśnienia można wnioskować na podstawie zależności (47, 48, 50)

$$\frac{G'}{G''} < \left(\frac{G'}{G''_{\min}} \right)_{dop} \quad (50)$$

gdzie:

$$G''_{\min} = G' - \sum_{i=1}^n L_{pi} \cdot K_s \quad (51)$$

Kolejnym problemem spotykanym w instalacjach suszarniczych jest zła izolacja przewodów powietrznych. Przewody powietrzne transportują powietrze suszące o temperaturze wyższej niż 50°C. Przy ich projektowaniu obowiązuje więc norma [7]. Często jednak zdarza się, że przewody nie są wcale izolowane, lub izolacja uległa zniszczeniu (Rys. 4).



Rys.4. Przewody powietrzne ze zniszczoną izolacją
Fig 3. Air ducts with damaged insulation

Wg [7] ocena trwałości izolacji powinna być przeprowadzona na podstawie oględzin instalacji, pomiaru zwisu materiału izolacyjnego, oceny gęstości izolacji, pomiaru temperatury zewnętrznej izolacji za pomocą termometru powierzchniowego oraz pomiaru jednostkowych strat ciepłych metodą ścianki pomocniczej za pomocą kompensacyjnego miernika strumienia ciepła. Podczas badań instalacja powinna znajdować się w stanie równowagi cieplnej, czyli wg [7] powinna pracować nieprzerwanie ponad 8 godzin przy obciążeniu równym 80% mocy znamionowej. Pomiary gęstości izolacji powinny być wykonane przez pobranie próbek izolacji, zważenie i zmierzenie ich. Badania takie należy wykonywać co 2 lata. Podczas eksploatacji suszarni przeznaczonych do suszenia zbóż nie są przeprowadzane badania jakości izolacji, a tym samym nie dba się o minimalizację strat ciepła. Ocena jakości izolacji może być przeprowadzona na podstawie wyznaczenia entalpii w różnych punktach przewodów powietrznych i analizy odpowiednich wskaźników. Wykorzystanie systemu ekspertowego analizującego wartości zmiennych procesowych podczas pracy suszarni

mogło by informować obsługę o zmianach jakości izolacji cieplnej.

Wartości maksymalnych strat ciepłych z przewodów powietrznych nie powinny przekraczać wartości normatywnych o więcej niż 9%. Po dwuletniej eksploatacji wartość strat ciepłych nie powinna być większa niż 10% od strat ciepłych wyznaczonych podczas odbioru instalacji.

W normie [7] nie podano wprost maksymalnego współczynnika przenikania ciepła ścian przewodów, a podano dopuszczalną wartość jednostkowych strat ciepła dla przewodów. Tabela została opracowana przy założeniu, że średni, obliczeniowy współczynnik przenikania ciepła ścian przewodów nie może być większy od 0,45 W/m²K, maksymalny, wyznaczony przy odbiorze współczynnik przenikania ciepła nie powinien być większy od 0,5 W/m²K. Po dwóch latach eksploatacji wartość współczynnika przenikania ciepła dla przewodów nie powinna przekraczać 0,55 W/m²K. Współczynnik przenikania ciepła przewodów nieizolowanych, przedstawionych na rysunku 4 wynosi 16,6 W/m²K.

W celu spełnienia wymagań [7] strata ciepła wyznaczona na podstawie różnicy entalpii w dwóch punktach przewodu powietrznego nie powinna być większa niż 10% od dopuszczalnej straty ciepła przez przenikanie (52).

$$\frac{Q_{str \max}}{\Delta Q} \geq 0,91 \quad (52)$$

gdzie maksymalne normatywne straty ciepła określa zależność (53) $Q_{str \max}$ po scałkowaniu równania (9) i przyjęciu granic całkowania $l=0, t=t', l=l_p, t=t''$.

$$Q_{str \max} = k_{\max} F \left(\frac{(t' - t_z) - (t'' - t_z)}{\ln \left(\frac{t' - t_z}{t'' - t_z} \right)} \right) \quad (53)$$

$$\Delta Q = Q' - Q'' \quad (54)$$

Zastosowanie zgodnej z normą izolacji zapewnia 0,3% stratę ciepła w stosunku do entalpii powietrza na wlocie do przewodu. W systemie ekspertowym o jakości izolacji można wnioskować na podstawie jednej z zależności (52, 55, 56, 57):

$$\frac{\Delta Q}{Q'} \leq 0,003 \quad (55)$$

$$\frac{\Delta Q}{Q''} \leq 0,003 \quad (56)$$

$$\frac{Q'}{Q''} \geq 0,997 \quad (57)$$

7.2. Kolumna susząca

Stopień wysuszenia materiału zależy od rodzaju materiału, przeznaczenia, początkowej wilgotności i czasu działania temperatury na materiał. Biorąc pod uwagę te czynniki można określić żadaną końcową wilgotność materiału. Na tej podstawie możliwe jest wyznaczenie ilości ciepła niezbędnego do usunięcia założonej ilości wody (60). Wartość ta może być zwiększona o 6-8% w celu uwzględnienia strat na promieniowanie [12]. Dostarczone ciepło wykorzystywane jest na podgrzanie materiału (58), podgrzanie wody zawartej w materiale (59) opuszczającym suszarkę oraz na odparowanie założonej ilości wody (12).

$$Q_M = M_s c_M (t_M'' - t_M') \quad (58)$$

$$Q_W' = M_s c_W u'' (t_M'' - t_M') \quad (59)$$

$$Q = Q_M + Q_W + Q_{uż} \quad (60)$$

$$Q = G_s (c_p + c_{pw} x') (t_g' - t_g'') \quad (61)$$

Z bilansu ciepła i masy (58, 59, 60, 61) możliwe jest wyznaczenie ilości powietrza G' , które powinno być dostarczone w rozpatrywanym czasie do suszonego materiału, w celu usunięcia z niego założonej ilości wody. W celu oceny pracy suszarni między innymi można wykorzystać wskaźniki (62, 63, 64, 65, 66):

$$\frac{M'}{G'} - \text{wejściowy strumień materiału suszonego przypadający na wejściowy strumień powietrza suszącego} \quad (62)$$

$$\frac{u'}{G'} - \text{wejściowa zawartość wody w materiale suszonym przypadająca na wejściowy strumień powietrza suszącego} \quad (63)$$

$$\frac{u''}{G'} - \text{wyjściowa zawartość wody w materiale suszonym przypadająca na wejściowy strumień powietrza suszącego} \quad (64)$$

$$\frac{Q_{uż}}{Q_{dost}} - \text{ilość ciepła wykorzystana na odparowanie wody przypadająca na ilość ciepła dostarczonego z powietrzem suszącym} \quad (65)$$

$$\frac{Q_{dost}}{M_s \Delta u} - \text{ilość ciepła dostarczonego przypadająca na ilość odparowanej wody} \quad (66)$$

$$\frac{\Delta u}{\Delta u_{zal}} - \text{rzeczywiste zmniejszenie zawartości wody w materiale suszonym w stosunku do zmniejszenia założonego} \quad (67)$$

Po wyznaczeniu wskaźników rzeczywistych na podstawie wartości zmiennych procesowych oraz wskaźników teoretycznych można wnioskować o poprawnej pracy kolumny suszącej. Na podstawie analizy powyższych wskaźników możliwe jest wyznaczenie takich wartości zmiennych procesowych, żeby przy określonych ograniczeniach nakładanych przez otoczenie (ceny paliw i energii, koszty stałe i zmienne) efektywność systemu (41) była w danych warunkach największa.

8. PODSUMOWANIE

Wyznaczone wskaźniki efektywności energetycznej mogą być wyznaczone jako wskaźniki chwilowe, które mogą być wykorzystane do sterowania procesem, wskaźniki dotyczące wybranych cykli pracy systemu suszącego, służące doborowi określonych, opłacalnych warunków suszenia oraz wskaźniki odniesione do całego okresu eksploatacji, dające możliwość maksymalizacji efektywności systemu w całym sezonie suszarniczym lub w całym cyklu życia obiektu.

Wyznaczanie wskaźników efektywności energetycznej umożliwi określenie przydatności projektowanych systemów suszących oraz aktualnej przydatności eksploatowanego systemu suszącego. Możliwa również będzie ocena przedsięwzięć mających na celu poprawę efektywności energetycznej, określenie czasu ich użytkowania oraz porównywanie różnych systemów suszących, możliwych do wykorzystania w określonych warunkach. Możliwa stanie się również ocena, czy przedmiotowy system suszący może być dalej eksploatowany, czy zasadna jest modernizacja systemu, czy należy go przestać użytkować.

LITERATURA

- [1] Cempel C.: Diagnostyka maszyn. Międzyresortowe Centrum Naukowe Eksploatacji Majątku Trwałego, Radom. 1992.
- [2] Fiłonienko G.: Urządzenia suszarnicze. WNT, Warszawa 1956.
- [3] Marecki J.: Podstawy przemian energetycznych. WNT, Warszawa 2000.
- [4] Pawlak M.: Systemy ekspertowe w eksploatacji maszyn. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 1996.
- [5] Michalski R., Niziński S.: Diagnostyka obiektów technicznych. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Warszawa, Sulejówek, Olsztyn, Radom, 2002.
- [6] Olesen H.T.: Grain Drying. Innovation Development Engineering ApS., Thisted, Denmark 1987.
- [7] Polska norma PN-77/M-34030: Izolacja cieplna urządzeń energetycznych. Wymagania i badania.
- [8] Powierża L.: Efektywność eksploatacyjna maszyn rolniczych. Rozprawa habilitacyjna. IBMER, Warszawa 1981.

- [9] Strumiłło Cz.: Podstawy teorii i techniki suszenia. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1975.
- [10] Walczak Renata: 2004, Identyfikacja zmiennych procesowych w systemie Symuneuron w aspekcie doboru suszarki oraz diagnostyki procesu suszenia. Diagnostyka nr 32/2004.
- [11] Walczak R. Ocena efektywności energetycznej suszarni rolniczych. Artykuł przekazany na X Jubileuszowy Kongres Eksploatacji Urządzeń Technicznych. Stare Jabłonki Wrzesień 2005.
- [12] Urbaniec K.: Suszarnia wysłodków. Stowarzyszenie Techników Cukrowników, Warszawa 1993.
-



Dr inż. Renata WALCZAK
Wydział Budownictwa,
Mechaniki i Petrochemii
Politechniki Warszawskiej.
W swojej pracy naukowej
zajmuje się zagadnieniami
sztucznej inteligencji oraz
ekonomiki eksploatacji
maszyn.

DYSKRETNA TRANSFORMATA FALKOWA DLA WYBRANEGO MODELU SYMULACYJNEGO SYGNAŁU WIBROAKUSTYCZNEGO

Izabela JÓZEFCZYK

Politechnika Warszawska w Płocku
Wydział Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii
Ul.Łukasiewicza17 09-400 Płock, e-mail: izaj@pw.plock.pl

Streszczenie

Sygnały diagnostyczne niosą zakodowane informacje o urządzeniach technicznych, które je wygenerowały. Aby odczytać te informacje, sygnał należy pobrać, przetworzyć i wyznaczyć odpowiednią charakterystykę. Ostatnio, często wykorzystuje się charakterystykę falkową, a w szczególności jej dyskretną postać. Aby postawić wiarygodną diagnozę, należy rozpoznać w jaki sposób informacje zawarte w sygnale są prezentowane w charakterystykach. Artykuł jest próbą wyznaczenia i interpretacji dyskretnego transformatu falkowego (DWT) za pomocą Matlab dla modelu symulacyjnego sygnału, przy użyciu kilku rodzajów falek. Uzyskane wyniki wskazują na konieczność dobrego doboru falki oraz kryterium stopu.

Słowa kluczowe: sygnał, dyskretna transformacja falkowa, falka, falka macierzysta.

DISCRETE WAVELET TRANSFORM OF SELECT SIMULATED VIBRO-ACOUSTIC SIGNAL

Diagnostic signals carry encoded information about technical objects that have generated them. For the purpose of reading information, the signal must be sampled, converted and suitable characteristic should be defined. Recently, a wavelet transform has been frequently used, with its discrete type in particular. In order to give a diagnosis reliably one must identify how information enclosed in the signal is presented by its characteristics. The paper presents an attempt on determining and interpreting the Discrete Wavelet Transform output for several wavelets and simulated signal using The Matlab software. The achieved results point out the necessity of proper wavelet selection and suitable termination criteria.

Key words: signal, discrete wavelet transform, wavelet, mother wavelet.

1. WSTĘP

Podczas funkcjonowania urządzenia technicznego zostają pobudzone strukturalne, kinematyczne i zużyciowe źródła, które zaburzają stany równowagi dynamicznej w ciałach stałych, cieczach i gazach, tworzących to urządzenie i jego otoczenie. Źródła zaburzeń są na ogół zlokalizowane w różnych, ważnych częściach urządzenia, takich jak wały, łożyska toczne i ślizgowe, zazębienia, przeguby, łopatki turbin i sprężarek itp. Sposób funkcjonowania źródeł, a w konsekwencji całego urządzenia, zależy od stanu technicznego tych części.

Zaburzenia generowane przez źródła są propagowane na zewnątrz urządzenia, i po drodze są poddawane wzajemnym sprzężeniom. Rezultat propagacji ujawnia się m.in. w postaci procesów wibroakustycznych, o skomplikowanej strukturze częstotliwościowej, amplitudowej i fazowej. Są one dobrymi "dawcami" sygnałów diagnostycznych. Informacje o stanie technicznym urządzenia są

zakodowane. Aby je zdekodować wyznacza się charakterystyki tych sygnałów.

Dla prawidłowego odczytania informacji o urządzeniu, które są zawarte w charakterystykach, trzeba znać sposób ich wytwarzania, prezentacji i zakłócania. Dotyczy to w szczególności charakterystyk dyskretnych, uzyskanych na drodze obliczeniowej z numerycznej reprezentacji sygnału. Jedną z charakterystyk, często ostatnio wykorzystywanych dla celów diagnostyki, którą w praktyce można wyznaczyć tylko na drodze numerycznej, jest transformata falkowa.

2. CIĄGŁE I DYSKRETNE PRZEKSZTAŁCENIE FALKOWE

Ciągłe przekształcenie falkowe (CWT) zaproponowane przez Marlet'a-Grossman'a [3] dla jednowymiarowych sygnałów, zapisanych w postaci funkcji: $x(t) \in L^2(R)$, ma postać:

$$w(a, b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \Psi^* \left(\frac{t-b}{a} \right) dt \quad (1)$$

gdzie symbol „ $*$ ” oznacza sprzężenie dla funkcji zespolonej, a - parametr skali ($a > 0$), b - parametr przesunięcia (miejsca). Dla $a=1$, $b=0$ - $\Psi(t)$ jest falką macierzystą-podstawową.

Doświadczalne wyznaczenie transformaty falkowej na podstawie całki (1), jest praktycznie niemożliwe. Dlatego, wykorzystując możliwości jakie stwarza dobrze oprogramowany komputer, wyznacza się dyskretną transformatę falkową. Iloczynny skalarne sygnału $x(t)$ i ciągu funkcji $\Psi_{m,n}$ postaci:

$$a_{m,n} = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \Psi_{m,n}(t) dt,$$

które dla postaci dyskretniej zapisywane są jako sumy:

$$a_{m,n} = \sum x(t) \Psi_{m,n}(t),$$

nazywa się współczynnikami falkowymi, zaś samo przekształcenie określane jest mianem, wspomnianej wyżej, dyskretniej transformaty falkowej.

Według pozycji [9] falką nazywamy funkcję: $\Psi(t) \in L^2(R)$ taką, że układ $\Psi_{m,n} = 2^{m/2} \Psi(2^m t - n)$, gdzie m i n to dowolne liczby całkowite, jest bazą ortonormalną w przestrzeni Hilberta $L^2(R)$. Według pozycji [1,2] falka jest funkcją rzeczywistą o zerowej wartości średniej:

$$\Psi(t) \in L^2(R), \quad \int_{-\infty}^{\infty} \Psi(t) dt = 0$$

znormalizowana $\|\Psi\| = 1$ oraz scentrowana w sąsiedztwie $t=0$.

Rodzina falek tworzona jest w oparciu o falkę podstawową $\Psi(t)$. Zmiana „częstotliwości” jest realizowana przez parametr skalujący $a > 0$, natomiast przesunięcie przez parametr b . Najczęściej rodzinę falek generuje się przy pomocy wzoru zaproponowanego przez Grossmana i Marleta [3]: $\Psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \Psi\left(\frac{t-b}{a}\right)$, gdzie

mnożenie przez $\frac{1}{\sqrt{a}}$ normalizuje falkę.

Strömberg [3] zaproponował bazę opartą na systemie dwójkowym tzn. $a = 2^{-m}$ oraz $b = 2^{-m} n$, gdzie m i n są odpowiednio dobranymi liczbami całkowitymi. Dyskretną zmienną m nazywa się rozdzielczością a zmienną n dyskretnym

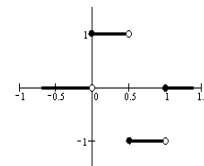
przesunięciem. Falki mają wtedy postać $\Psi_{m,n}(t) = 2^{m/2} \Psi(2^m t - n)$.

W procesie dyskretniej transformacji falkowej pobrany sygnał zostaje podzielony na tzw. aproksymację i detal. Aproksymacja zostaje poddana następnym podziałom na aproksymację i detal, zaś detali nie poddaje się dalszym podziałom. W ten sposób sygnał zostaje przedstawiony jako suma aproksymacji ostatniego poziomu i detali z wszystkich poziomów.

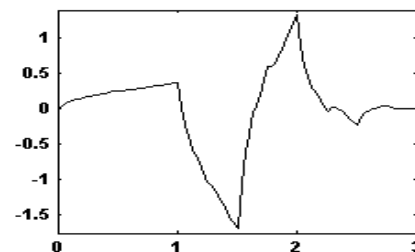
3. PRZYKŁADY FALEK PODSTAWOWYCH

Najczęściej wykorzystuje się następujące falki:

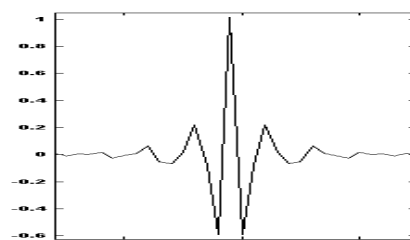
- Haara - rys. 1;
- symlets - rys. 2;
- Meyera - rys. 3;
- dyskretna Meyera - rys. 4;
- Daubechies - rys. 5;
- Coiflets - rys. 6.



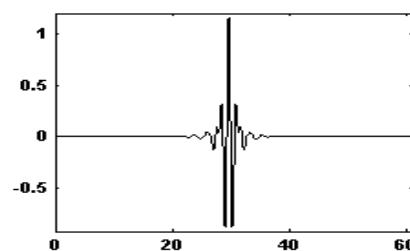
Rys. 1. Falka Haara



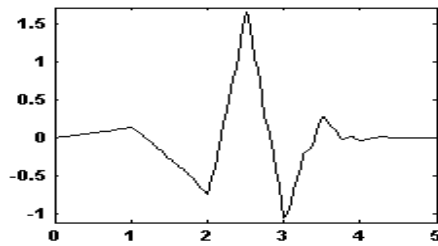
Rys. 2. Falka symlets



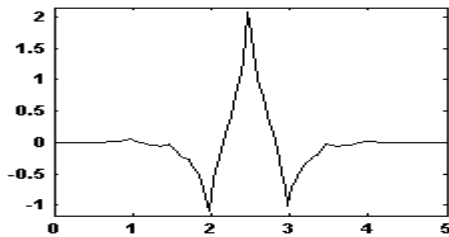
Rys. 3. Falka Meyera



Rys. 4. Falka dyskretna Meyera



Rys. 5. Falka Daubechies



Rys. 6. Falka coiflets

4. EKSPERYMENT NUMERYCZNY

Eksperyment numeryczny polegał na poddaniu transformacji falkowej, na poziomie czwartym, sygnału (a właściwie modelu symulacyjnego sygnału) składającego się z 4096 próbek. W tym modelu programowano znane z góry informacje częstotliwościowe, które w rzeczywistym sygnale mogą świadczyć o stanie urządzenia. Celem eksperymentu było zbadanie jak te informacje zostaną wytworzone i zaprezentowane w różnych charakterystykach falkowych i jakie przy tym powstaną zakłócenia

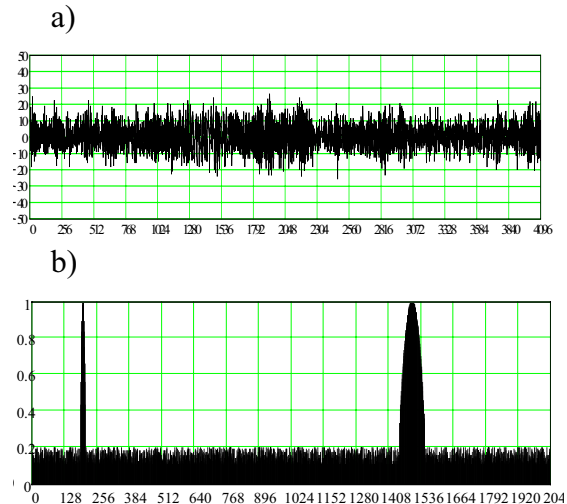
Model symulacyjny sygnału został wygenerowany zgodnie z założeniami i procedurą, przytoczonymi w pozycji [6] bibliografii. Przyjęto:

- fazę losową o rozkładzie jednostajnym z przedziału $[0, 2\pi]$;
- tło losowe o rozkładzie jednostajnym z przedziału $[0.1, 0.2]$;
- liczba pasm maksimów lokalnych: 2, centrum maksimów zadeklarowano odpowiednio: centrum 200 i 1500, szerokość 20 i 100, wysokość 1 i brzeg 0,3.

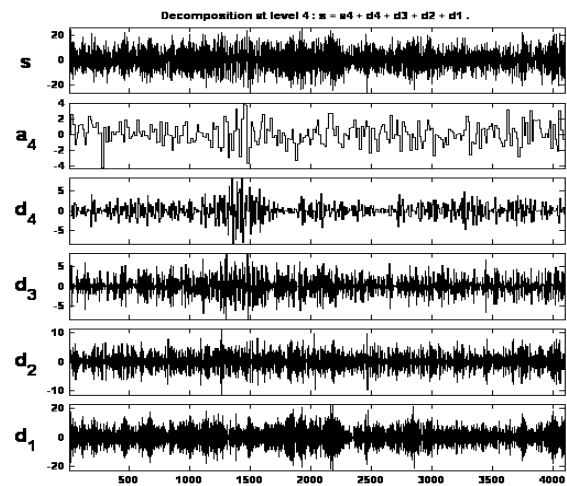
Model sygnału wibroakustycznego przedstawiono na poniższym rysunku-rys7a, a widmo amplitudowe, z którego go wygenerowano i w którym przedstawiono zaprogramowane informacje częstotliwościowe – na rysunku-rys 7b.

Taki sygnał poddano transformacji falkowej z wykorzystaniem różnych falek.

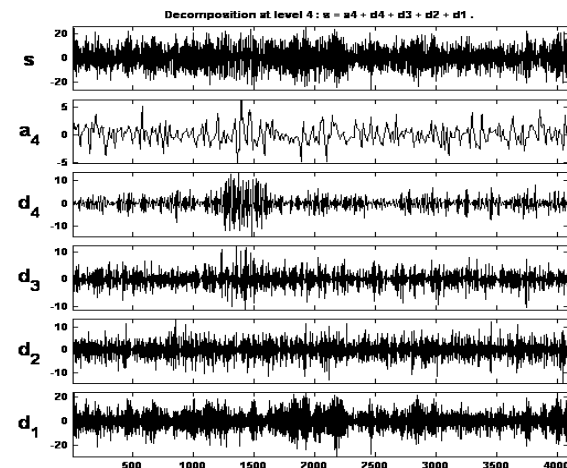
Wykresy na rys 8 – 13 przedstawiają postać graficzną transformat odpowiednio dla różnych falek:



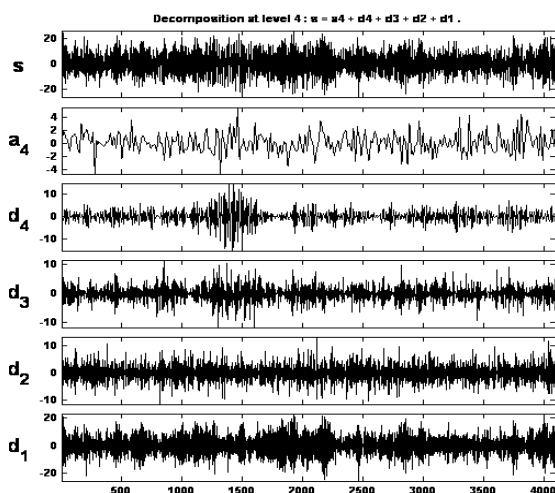
Rys. 7. Model sygnału wibroakustycznego (a) i jego widmo amplitudowe (b)



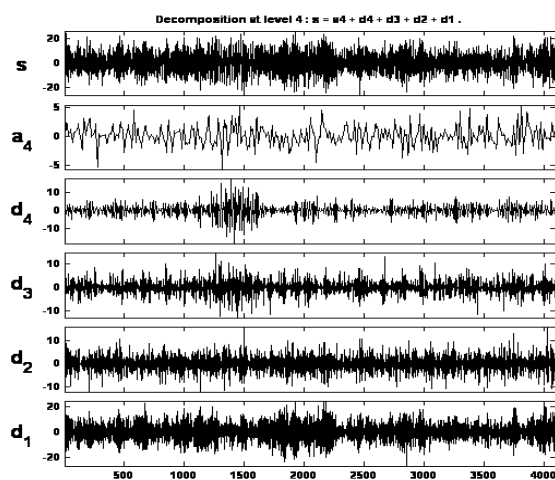
Rys. 8. Postać graficzna transformat dla falki Haara



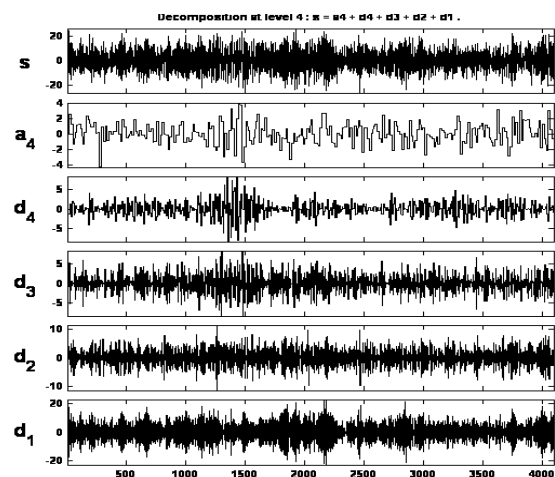
Rys. 9. Postać graficzna transformat dla falki symlets - sym1



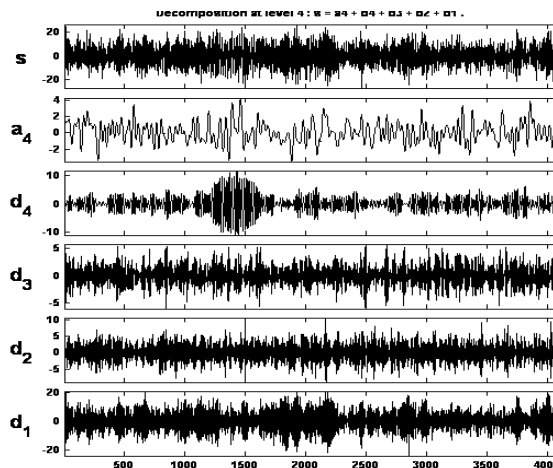
Rys. 10. Postać graficzna transformat dla falki Daubechies -db3



Rys. 11. Postać graficzna transformat dla falki Coiflets



Rys. 12. Postać graficzna transformat dla falki bioortonormalnej



Rys. 13. Postać graficzna transformat dla falki dyskretnej Meyera

Uzyskane przebiegi świadczą o tym, że procedura transformacji została zrealizowana prawidłowo.

5. WNIOSKI

Analizując powyższe wykresy można zauważyć, że wykres funkcji badanego sygnału lepiej odzwierciedlają i przybliżają falki o ciągłym przebiegu funkcji falki macierzystej, choć jest to gorsze przybliżenie niż odzwierciedlenie sygnału sinusoidalnego w publikacji [4].

Wydaje się również, że transformata falkowa przedstawia badany sygnał w postaci sumy składowej zdeterminowanej (maksima lokalne) oraz losowej (kąt fazowy i tło), tak jak go zasymulowano. Potwierdza to rezultaty dotychczasowych badań [4], które wykazują, że jeśli falka jest podobna do zdeterminowanej składowej sygnału to kolejne aproksymacje $A_1, A_2, \dots$ coraz bardziej ją przypominają, jeśli nie to coraz mniej.

Dla odczytania informacji diagnostycznych zawartych w charakterystykach falkowych, bardzo ważny jest dobór falki. Dla dobrze dobranej falki istnieje możliwość aby odszumić sygnał od składowej losowej (którą reprezentują detale) i obserwować przebiegi procesów zdeterminowanych np. ząbienia pracy łożyska tocznego i innych procesów, które są rezultatem funkcjonowania źródeł zaburzeń.

Rezultaty dotychczasowych badań wskazują, że:

1. Dobór falki ma wpływ na zachowanie informacji zawartych w sygnale. Dobrze dobrana falka zachowuje wartości zdeterminowane a odrzuca losowe.
2. Przebieg falki ma wpływ na dokładność prezentacji losowej części sygnału; falki o przebiegu nieciągłym (np. haara) gorzej prezentują przebieg ciągłego sygnału niż falki, które są ciągłe.

3. Ważne jest odpowiednie zastosowanie kryterium stopu; na pewnym poziomie aproksymacja staje się mało dokładnym odzwierciedleniem sygnału.

Uzyskane rezultaty potwierdzają konieczność prowadzenia dalszych badań dla zróżnicowanej grupy sygnałów o znanych wartościach informacyjnych.

6. LITERATURA

- [1] Batko W., Ziółko M.: Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej. WIMiR, Kraków 2002
- [2] Batko W., Mikulski A.: Nowe metody badawcze w rozpoznawaniu uszkodzeń lin stalowych. WIMiR, Kraków 2002
- [3] Białasiewicz J.T.: Falki i aproksymacje. WNT, Warszawa 2000
- [4] Józefczyk I.: Przydatność transformaty falkowej w diagnostyce urządzeń technicznych. Materiały konferencyjne XXXI Ogólnopolskiego Sympozjum Diagnostyki Maszyn-Węgierska Górka 2004
- [5] Kwiatkowski W.: Podstawy systemów multimedialnych. Wybrane problemy przekształceń przetwarzania sygnałów. IAI WC WAT 2000
- [6] Kurowski W.: Dyskretnie widmo Fouriera w diagnostyce wibroakustycznej.
- [7] Murenzi R.: Wavelets, New York 1988
- [8] Rosołowski E.: Cyfrowe przetwarzanie sygnałów w automatyce elektroenergetycznej. Exit 2002
- [9] Wojtaszczyk P.: Teoria falek. PWN, Warszawa 2000



Izabela JÓZEFczyk ukończyła Matematykę na Uniwersytecie Łódzkim. Obecnie asystent Politechniki Warszawskiej w Płocku. Interesuje się zastosowaniami matematyki w diagnostyce urządzeń mechanicznych, a ponadto dydaktyką, finansami i bankowością



Monografia jest pracą zbiorową wielu autorów krajowych, zredagowana w IMP PAN w Gdańsku (pod kierunkiem Jarosława Mikieliewicza i Jana Kicińskiego) na podstawie badań naukowych i prac technologicznych – konstrukcyjnych

prorowadzonych w ramach Projektu Badawczego Zamawianego PBZ K015/T10/2001.

Książka ta, jako opasłe dzieło liczące 1326 stron stanowi cenne, nowatorskie opracowanie różniące się pod wieloma względami od innych opracowań cząstkowych, które pojawiły się dotychczas na rynku wydawniczym. Odnosi się ona do wyjątkowo trudnych i złożonych zagadnień modelowania oddziaływań mechanicznych, aerodynamicznych i magnetycznych występujących w dużych maszynach energetycznych.

W monografii podjęto próbę nowego, kompleksowego podejścia do uwzględnienia jednoczesnego, sprzężonego opisu różnego rodzaju wymuszeń konstrukcyjnych i eksploatacyjnych np. turbosespołu 13K215.

W książce przedstawiono nowe narzędzia badawcze w postaci różnych modeli i pakietu użytecznych programów komputerowych, procedur ich weryfikacji i pozyskiwania danych o wielkości wymuszeń wewnętrznych i zewnętrznych oraz wzajemnych oddziaływań. Również przedstawiono wzorce przykładowych zachowań turbiny, uwzględniające zidentyfikowane oddziaływanie.

Szczególnie wartościowym elementem książki są aplikacje opracowanych narzędzi badawczych z zakresu modelowania stanów niezdatności (uszkodzeń, defektów) maszyny energetycznej i pozyskiwania symptomów tych stanów. W ten sposób opracowano unikalne katalogi relacji diagnostycznych odnoszące się do konstrukcji jednostek energetycznych. Zbudowany katalog relacji diagnostycznych stanowi podstawę dla opracowania metodologii trenowania układów adaptacyjnych i systemu doradczego nowej generacji K015, bazującego na metodach sztucznej inteligencji.

Szczegółowe informacje o celach badań, koncepcji rozwiązania określonych problemów oraz efektach naukowych i użytkowych zawarte są w poszczególnych rozdziałach tj.:

- Zagadnienia podstawowe – metodologia badań. W rozdziale tym przedstawiono: metodykę badań diagnostycznych, diagnostyczne modele obiektów, identyfikację modeli konstrukcji mechanicznych, modelowanie przepływów i wymiany ciepła, obiegi turbin parowych oraz przepływy przez układy łopatkowe,

oddziaływania magnetyczne w turbo-generatorze, momenty działające na wał podczas zakłóceń elektrycznych oraz diagnozowanie turbosespołu.

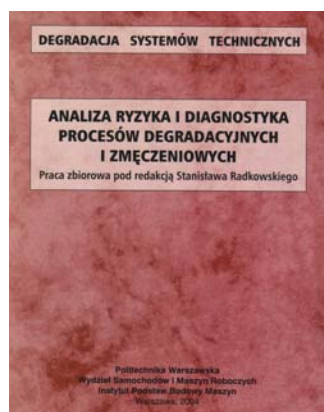
- Zagadnienia mechaniki. Rozdział drugi obejmuje: modelowanie linii wirników i łożysk ślizgowych, konstrukcje podpierające, korpusy i stojaki, badania eksperymentalne, weryfikację sprzężeń w skali modelowej oraz interfejs akustyczny dla systemów diagnostycznych.
- Zagadnienia aerodynamiczne przedstawiono w rozdziale trzecim, ze szczególnym uwzględnieniem: działania niestacjonarnych sił aerodynamicznych na łopatki i wirniki, pomiary niestacjonarnego ciśnienia w przepływie pary na wylocie z turbiny, wektory sił działających na wirnik.
- Zagadnienia wpływu pola magnetycznego opisano w rozdziale czwartym, w którym uwzględniono: modele i programy obliczeniowe sił promieniowego nacisku magnetycznego oraz katalog stanów awaryjnych.
- Generowanie danych uczących i bazy danych wraz z budową systemu doradczego K015 przedstawiono w rozdziałach piątym i szóstym. Na szczególną uwagę zasługują: opracowanie procedury strojenia modelu, generowanie relacji diagnostycznych, odkrywanie wiedzy w bazach danych, tworzenie baz danych wraz z katalogiem symulowanych uszkodzeń oraz relewantne cechy sygnałów.

Pewną nowością w tej monografii jest przedstawienie pełnego modelu komputerowego maszyny energetycznej wraz z podaniem wzorca zachowań dynamicznych turbosespołu 13K215 oraz obszerne katalogi relacji diagnostycznych zapisane w formie źródłowych zbiorów numerycznych dostępnych na stronie internetowej: www.pbz-k015.imp.gda.pl.

Niniejsza książka stanowi cenną publikację metodologiczną badań diagnostycznych wg modeli i eksperymentów na obiekcie rzeczywistym z uwzględnieniem sprzężonych oddziaływań mechanicznych, aerodynamicznych i elektrycznych.

Przedstawione w monografii zagadnienia mogą być przydatne dla szerokiego grona specjalistów, nie tylko związanych z energetyką.

Ryszard Michalski



Podstawowym zadaniem inżynierii bezpieczeństwa jest analiza możliwości zmniejszenia poziomu ryzyka technicznego poprzez kontrolę stanu technicznego (diagnozowanie), prognozowanie przebiegów procesów degradacji i zmęczenia elemen-

tów maszyn.

Jednym z istotnych elementów kształtowania ryzyka technicznego jest ocena zagrożeń związanych z eksploatacyjnymi procesami degradacji i zmęczenia konstrukcji już na etapie opracowania koncepcji wytworu. Czynnikiem, który istotnie warunkuje takie postępowanie jest możliwość diagnozowania i prognozowania ewolucji procesów degradacji, a szczególnie dysponowanie procedurami wykrywającymi okresy inicjacji oraz wczesne mikroenergetyczne fazy rozwoju tego typu uszkodzeń.

Począwszy od 2001 roku, w listopadzie każdego roku, problematyka ta jest omawiana na seminariach nt. „Degradacja systemów technicznych”, które pod patronatem PTDT odbywają się w Politechnice Warszawskiej na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn.

Podczas ostatniego seminarium przedstawiono zagadnienia związane z analizą ryzyka i diagnostyką procesów degradacyjnych, w tym zmęczeniowych.

Wydana praca zbiorowa pod redakcją Stanisława Radkowskiego pt.: „Analiza ryzyka i diagnostyka procesów degradacyjnych i zmęczeniowych” stanowi zbiór referatów wygłoszonych na tym seminarium w 2004 r. Książka została podzielona na pięć rozdziałów, które dotyczą następujących zagadnień:

- wykorzystania informacji diagnostycznych w analizie ryzyka;
- prognozowania trwałości zmęczeniowej obiektów;
- struktur *sprężonych* – zagadnienia konstrukcji, technologii i diagnozowania;
- diagnozowania procesów zużycia zmęczeniowego w przekładniach zębatych;
- stacji monitoringu – ograniczenia i możliwości diagnostyczne.

Książka zawiera zbiór 22 prac naukowych, w których przedstawiono wiele interesujących nowych podejść i metod analizy ryzyka, diagnozowania procesów degradacyjnych na różnych etapach istnienia wytworu.

Ryszard Michalski



Praca zbiorowa pod redakcją Ryszarda Michalskiego powstała w wyniku realizacji projektu badawczego KBN nr 5T07B 03622.

W rozdziale pierwszym opracowania podano podstawowe informacje na temat budowy i funkcjonowania maszyn robo-

czych. Opisano model strukturalny agregatu maszynowego w procesie eksploatacji i model funkcjonalny sterowania maszyną roboczą.

Rozdział drugi pracy został poświęcony procesom rozwoju uszkodzeń maszyn roboczych, ze szczególnym uwzględnieniem klasyfikacji uszkodzeń, zużycia elementów, przebieg zużycia elementów w czasie oraz uszkodzeń zmęczeniowych elementów. Nie mniej ważnym elementem rozdziału są zagadnienia dotyczące pęknięć kruchych elementów, a także analizy postaci uszkodzeń elementów maszyn roboczych.

W rozdziale trzecim podano analizę rodzajów i skutków uszkodzeń metodą FMEA oraz metodą EMECA, która ponadto uwzględnia krytyczność uszkodzeń. W rozdziale tym przedstawiono identyfikację krytycznych elementów na przykładzie wirówki cukrowniczej i linii technologicznej w produkcji drobiarskiej.

Kolejny rozdział omawia modelowanie relacji diagnostycznych na przykładzie wybranych obiektów technicznych takich jak: wirówka cukrownicza, układ hydrauliczny, pompy zębate, rurociągi, silnik spalinowy.

Zagadnienia dotyczące istoty wnioskowania hybrydowego, które jest istotnym elementem systemu ekspertowego przedstawiono w rozdziale 5. Zaprezentowano ciekawe rozwiązanie systemu hybrydowego wnioskowania diagnostycznego o stanie maszyny.

Należy podkreślić że przedstawiona koncepcja hybrydowego systemu diagnostycznego maszyny roboczej jest rozwiązaniem nowym, usprawniającym proces badań i oceny stanu obiektów technicznych, możliwym do zastosowania w praktyce.

Praca wnosi wkład w rozwój diagnostyki obiektów technicznych a w szczególności detekcji uszkodzeń, tworzenia relacji diagnostycznych i wnioskowania hybrydowego.

Stanisław Niziński



W dniach 28.02. ÷ 05.03.2005 r. w Węgierskiej Górze odbyło się XXXII Ogólnopolskie Sympozjum „**DIAGNOSTYKA MASZYN**”. Poniżej podajemy Autorów i tytuły wygłoszonych referatów, w kolejności w jakiej były przedstawione na konferencji.

Czesław CEMPEL: Teoria i Inżynieria Systemów - przedmiot integrujący wykształcenie inżynierskie - referat zamówiony.

Adam CHARCHALIS: Diagnostowanie układów napędowych okrętów w oparciu o pomiar parametrów eksploatacyjnych.

Adam CHARCHALIS, Paweł WIRKOWSKI: Badania eksploatacyjne procesu rozruchu i wybiegu okrętowego turbinowego silnika spalinowego LM 2500.

Paweł WIRKOWSKI: Dwuwirnikowy okrętowy turbinowy silnik spalinowy jako obiekt modelowania.

Tomasz BURNOS: Wykorzystanie sygnałów prądowych w diagnozowaniu sterów strumieniowych.

Bogdan ŻÓŁTOWSKI: Inżynieria diagnostyki maszyn.

Bogdan ŻÓŁTOWSKI, Marcin ŁUKASIEWICZ, Waldemar BAS: Próba odwzorowania modelu modalnego w miarach procesu drganiowego w zastosowaniu do badań diagnostycznych.

Zbigniew KORCZEWSKI, Bogdan POJAWA: Diagnostyka endoskopowa silników okrętowych.

Andrzej GRZĄDZIELA: Analiza trendu parametrów drganiowych okrętowych turbinowych silników spalinowych.

Grzegorz GRZECZKA: Ocena stanu wtryskiwaczy silnika napędowego prądnicy synchronicznej na podstawie parametrów generowanej przez nią energii elektrycznej.

Waldemar MIRONIUK: Analiza merytoryczna trendu zmian zanieczyszczeń metalicznych w oleju smarowym okrętowych silników turbinowych.

Jan KICIŃSKI: Operacyjne fundusze strukturalne UE - możliwości ich absorpcji w nauce.

Wojciech CHOLEWA: Identyfikacja użytecznych cech sygnałów.

Grzegorz KLEKOT: Ocena wpływu drgań obrabiarki laserowej na jakość obróbki.

Jacek DZIURDŹ: Analiza drgań konstrukcji nośnej wykonanej z materiału niejednorodnego.

Jędrzej MĄCZAK: Zastosowanie wielowymiarowej transformaty Hilberta w diagnostyce maszyn.

Radosław PAKOWSKI: Modelowe badania wpływu charakterystyk sprzęgieł podatnych na odpowiedź dynamiczną układu w warunkach zmienności błędów osiowania.

Maciej ZAWISZA: Czujniki drgań strukturalnych w diagnostyce wibroakustycznej.

Stanisław RADKOWSKI: Wykorzystanie amplitudowej i częstotliwościowej modulacji w diagnostyce przekładni zębatach.

Stanisław RADKOWSKI, Krzysztof SZCZUROWSKI: Wpływ naprężeń na prędkość propagacji fali w belce zbrojonej.

Walter BARTELMUS, Radosław ZIMROZ, Wojciech SAWICKI, Sebastian HRYNISZYN: Planetary gearbox condition monitoring.

Tomasz FIGLUS, Andrzej WILK: Diagnostowanie stanu kół zębatach przekładni w obecności uszkodzeń łożysk tocznych na podstawie analiz drgań korpusu przekładni.

Marcin JASIŃSKI, Stanisław RADKOWSKI: Wykorzystanie analizy składowych głównych w diagnostyce przekładni zębatach.

Zbigniew ENGEL, Jacek ENGEL: Metody inwersji i ich zastosowanie w mechanice - referat zamówiony.

Wojciech BATKO, Bartłomiej BORKOWSKI, Krzysztof GŁOCKI: Zastosowanie systemów bazodanowych w systemach monitoringu i diagnostyki technicznej.

Lesław BĘDKOWSKI, Tadeusz DĄBROWSKI: Wskaźniki niezawodnościowe w aspekcie skuteczności procesu diagnozowania.

Marcin BEDNAREK, Lesław BĘDKOWSKI, Tadeusz DĄBROWSKI: Wpływ systemu dozorująco-terapeutycznego na właściwości układu komunikacji systemu wielofunkcyjnego.

Marcin BEDNAREK, Lesław BĘDKOWSKI, Tadeusz DĄBROWSKI: Procedury przeciwdestrukcyjne układu komunikacji w ujęciu wieloprocessowym.

Wojciech BATKO, Tomasz KORBIEL, Łukasz PRZEWOŹNIK: Analizator sygnałów diagnostycznych w ujęciu wieloprocessowym.

Roman BARCZEWSKI: Zastosowanie sumowania multisynchronicznego do dekompozycji sygnału

drganieowego asynchronicznego silnika elektrycznego.

Jerzy GIRTLEK: Podejmowanie decyzji eksploatacyjnych z uwzględnieniem wiarygodności diagnozy o stanie technicznym dowolnej maszyny.

Wojciech MOCZULSKI: Przyszłe zastosowania metod i środków sztucznej inteligencji w diagnostyce technicznej.

Stanisław NIZIŃSKI, Krzysztof LIGIER: Diagnostyka a systemy utrzymania ruchu pojazdów i maszyn.

Adam OLEJNIK: Diagnostyka obiektów podwodnych z wykorzystaniem pojazdów typu ROV.

Jan HOLNICKI-SZULC, Tomasz ZIELIŃSKI, Przemysław KOŁAKOWSKI, Jerzy MOTYLEWSKI, Anita ORŁOWSKA, Andrzej ŚWIERCZ, Dariusz WIĄCEK: Zastosowanie Metody Dystorsji Wirtualnych w badaniach uszkodzeń konstrukcji mechanicznych.

Jan ADAMCZYK, Piotr KRZYWORZEKA, Witold CIOCH: Wzrost energii wibroakustycznej spowodowany synchronizacją zawirowań w przepływach burzliwych.

Jan ADAMCZYK, Witold Cioch, Dariusz MIKA: Wyznaczenie obszarów ryzyka eksploatacyjnego przy wykorzystaniu wielowymiarowych wektorów symptomów diagnostycznych.

Wiesław WSZOLEK, Maciej KŁACZYŃSKI, Marcin KONIOR: Monitorowanie głosu podczas przebiegu zapalenia zatok przynosowych.

Tomasz GAŁKA: Ocena przydatności symptomów akustycznych w diagnostyce turbozespołów parowych.

Jacek DYBAŁA: Wybrane zastosowania sieci neuronowych w diagnostyce wibroakustycznej.

Maciej WOROPAY, Łukasz MUŚLEWSKI: Systemowe ujęcie oceny jakości działania złożonych systemów eksploatacji.

Anna TIMOFIEJCZUK: Przykłady kontekstowej reprezentacji wiedzy.

Renata WALCZAK: Diagnostyczne aspekty oceny energochłonności systemów bioagrosuszających.

Jan WARCZEK: Diagnostyka amortyzatorów samochodowych na podstawie analizy sygnałów drganiowych.

Grzegorz WOJNAR, Bogusław ŁAZARZ: Diagnostowanie uszkodzeń kół zębatach wybranymi metodami przetwarzania sygnałów drganiowych.

Bogusław ŁAZARZ, Grzegorz WOJNAR, Zbigniew STANIK: Diagnostowanie łożysk tocznych kół jezdnych pojazdu samochodowego.

Aleksander KOWAL: Sposób porównywania oporów ruchu tocznego dla różnych materiałów pary ciernej.

Krzysztof LIGIER: Metoda diagnozowania wirówki cukrowniczej ACWW 1000 z wykorzystaniem procesów drganiowych.

Lech MURAWSKI: Ekspertyza przyczyn uszkodzenia łożyska trzonka tłokowego.

Paweł MIKOŁAJCZAK: Wykorzystanie analizy zmian względnych wartości symptomów diagnostycznych w diagnostyce maszyn wirnikowych.

Ryszard MICHAŁSKI, Sławomir WIERZBICKI: Analiza publikacji w czasopiśmie „Diagnostyka”.

Arkadiusz RYCHLIK: Zastosowanie Hybrydowego Systemu Ekspertowego w diagnostyce maszyn samojedźnych.

Rafał PAWLETKO: Ocena stanu technicznego aparatury wtryskowej silnika z zapłonem samoczynnym na podstawie przebiegu wykresu indykatorowego.

Paweł FABIŚ: Pomiar ciśnienia indykowanego oraz drgań kadłuba silnika - koncepcja stanowiska badawczego.

Marek FLEKIEWICZ, Henryk MADEJ: Wstępne badania identyfikacyjne źródeł drgań silnika spalinowego ZI.

Bogusław ŁAZARZ, Henryk MADEJ, Piotr CZECH: Ciągła analiza falkowa jako podstawa klasyfikatora neuronowego typu SVM.

Wojciech SKÓRSKI: Prognozowanie stanu kompozytowych płetw sterowych wykonanych metodą RTM.

Bogusław ŁAZARZ, Grzegorz PERUŃ: Wykrywanie lokalnych uszkodzeń kół zębatach przekładni obiegowej.

Bartosz FLEKIEWICZ: Nowe metody w diagnostyce systemów alternatywnego zasilania paliwami gazowymi.

Piotr SZCZYGLAK: Dobór modelu koła pneumatycznego w aspekcie kontroli stanu dynamicznego.

Janusz GARDULSKI, Łukasz KONIECZNY, Rafał BURDZIK: Wykorzystanie STFT w diagnostyce stanu technicznego amortyzatora zabudowanego w pojeździe samochodowym.

Janusz GARDULSKI, Rafał BURDZIK, Łukasz KONIECZNY: Identyfikacja uszkodzeń amortyzatorów samochodowych z wykorzystaniem transformaty Wigner-Ville'a.



XII Konferencja Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów – Borówno 2005

W dniach 23 – 25.06.2005 w Borównie odbyła się XII Konferencja Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów organizowana przez Sekcję Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn Polskiej Akademii Nauk, Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej, Zespół Diagnostyki Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn Polskiej Akademii Nauk, Wydział Mechaniczny Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy oraz Katedrę Maszyn Roboczych i Pojazdów Wydziału Mechanicznego Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy. Konferencja dofinansowana została przez Komitet Badań Naukowych.

Pierwsze spotkanie tego typu odbyło się w 1979 r. w Tucznie z inicjatywy członków Zespołu Diagnostyki SPE KBM PAN i pracowników WOSS w Pile. To już 25 lat, jak co drugi rok w Pile i Kielcach, a ostatnio co 3 lata w Bydgoszczy, odbywają się spotkania unikalne w swej treści, nakierowane na nowoczesne metody diagnostyki pojazdów i maszyn roboczych. Obrady tej Konferencji o zasięgu już międzynarodowym odbywają się pod patronatem Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej i Zespołu Diagnostyki SPE KBM Polskiej Akademii Nauk.

Problematyka Konferencji

Diagnostyka techniczna zajmująca się oceną stanu technicznego maszyn, staje się narzędziem transformacji gospodarki i ochrony środowiska, jest też podstawowym narzędziem kształtowania *jakości* przemysłowych procesów realizacyjnych, szczególnie systemów działaniowych.

Systemy techniczne o coraz wyższym stopniu automatyzacji, unifikacji i integracji modułowej stwarzają szereg nowych problemów natury technicznej, organizacyjnej i ekonomicznej, szczególnie na etapie ich eksploatacji. Jednym z tych problemów jest utrzymanie wysokiej gotowości technicznej maszyn i urządzeń, tzn. utrzymanie ich w stanie zdatności do wykonania przewidzianych zadań zgodnie z przeznaczeniem i aktualnymi możliwościami technicznymi.

Diagnostyka techniczna umożliwia ocenę stanu aktualnego oraz predykcję tego stanu dla potrzeb oceny zdatności zadaniowej badanego obiektu. Rozwiązuje się tu trudne zagadnienie odwrotne określenia stanu technicznego obiektu na podstawie dostępnych modeli energetycznych, symptomowych lub holistycznych, każdorazowo jednak na podstawie pozyskiwanych symptomów stanu.

Diagnostyka techniczna pozwalająca dokładnie określić stan techniczny obiektów stwarza szansę osiągnięcia znacznych oszczędności materiałowych i finansowych, zwolnienia na inne cele części zdolności obsługowych warsztatów i zakładów naprawczych. Docelowo umożliwia także opracowywanie nowych strategii eksploatacji maszyn, prowadzenie wysoce ekonomicznych technologii napraw i racjonalnej gospodarki częściami zamiennymi.

Tak rozumiana diagnostyka techniczna przy powszechnym stosowaniu umożliwia:

- obiektywizację oceny stanu technicznego badanych obiektów;
- ustalanie terminów i zakresu czynności obsługiwań technicznych i napraw;
- eliminowanie z eksploatacji sprzętu niezdatnego, a tym samym zwiększenie bezpieczeństwa i skuteczności ekonomicznej eksploatacji;
- sterowanie oddziaływaniami techniki na produkcję i środowisko.

Tym zagadnieniom w większości poświęcone były nadesłane referaty, które zostały wygłoszone podczas obrad tej Konferencji.

Prace prezentowane w trakcie tej Konferencji zawierają wiele cennego poznawczo i aplikacyjnie materiału, będącego wynikiem wieloletnich badań diagnostycznych prowadzonych w różnych ośrodkach na rzeczywistych obiektach technicznych. Obrady tej konferencji tworzą korzystny klimat do prezentacji osiągnięć, dyskusji i wymiany poglądów i doświadczeń, w okresie takich zmian systemowych w kraju, które wydają się być sprzyjające rozwojowi diagnostyki technicznej.

Tematyka konferencji obejmowała problematykę diagnostyki technicznej maszyn roboczych i pojazdów, uwzględniając dokonania zarówno od strony teorii, jak i zastosowań praktycznych. Konwencją charakterystyczną tych spotkań jest ich głównie szkoleniowy charakter oraz doniesienia z dokonań w dziedzinie diagnostyki, a w szczególności są okazją do spotkania i wymiany poglądów pomiędzy młodymi pracownikami nauki a profesorami z całego kraju.



Uczestnicy Konferencji

Uczestnikami Konferencji byli przedstawiciele nauki i praktyki przemysłowej z kraju i z zagranicy, zajmujący się diagnostyką techniczną. Stanowią oni ukształtowanie już forum diagnostyczne dostawców i użytkowników teorii diagnostyki i technologii diagnozowania. Organizatorzy w szczególności pragną podziękować za udział przedstawicielom nauki, którzy wnieśli swój cenny wkład w program obrad konferencji, a w szczególności wyróżnić: Prof. C. Cempel, Prof. A. Ambrozik, Prof. L. Będkowski, Prof. W. Basinuk, Prof. P. Bielawski, Prof. A. Dubow, Prof. St. Gad, Prof. J. Girtler, Prof. H. Holka, Prof. R. Jedliński, Prof. H. Kaźmierczak, Prof. J. Lewitowicz, Prof. Zb. Lozia, Prof. R. Michalski, Prof. St. Niziński, Prof. St. Radkowski, Prof. M. Styp-Rekowski, Prof. W. Szewczenko, Prof. H. Tylicki, Prof. M. Woropay, Prof. B. Żółtowski.

Lata tradycji zintegrowanego środowiska tej Konferencji i wiążących się z nią dokonań naukowych i wdrożeniowych stanowią o sile realizowanych spotkań i potrzebie ich kontynuacji. W dokonania tego środowiska wpisuje się także zespół z ATR w Bydgoszczy, który od lat organizuje cykliczne Konferencje o tematyce Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów.

Podczas ceremonii otwarcia Konferencji organizatorzy i środowisko diagnostyczne uhonorowało dyplomami uznania za udział w cyklach Konferencji, wkład w rozwój diagnostyki technicznej oraz integrację społeczności naukowej środowiska następujące osoby: Prof. C. Cempel, Prof. A. Ambrozik, Prof. L. Będkowski, Prof. P. Bielawski, Prof. St. Gad, Prof. J. Girtler, Prof. H. Kaźmierczak, Prof. J. Lewitowicz, Prof. R. Michalski, Prof. St. Niziński, Prof. St. Radkowski, Dr A. Jeżowski oraz Dr Z. Ćwik. Uroczystość otwarcia i ceremonię wręczenia dyplomów uświetnił swoją obecnością Dziekan Wydziału Mechanicznego ATR w Bydgoszczy, Prof. Henryk Holka.

Organizatorzy konferencji dziękują za udział w Konferencji uczestnikom, których liczba ogółem wyniosła 72 osoby i jednocześnie zapraszają do wzięcia udziału w kolejnej edycji Konferencji Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów.

Za Komitet Organizacyjny
Prof. dr hab. inż. Bogdan Żółtowski



Wszystkie opublikowane prace w czasopiśmie uzyskały pozytywne recenzje.

Redakcja zastrzega sobie prawo korekty nadesłanych artykułów.

Kolejność umieszczenia prac w czasopiśmie zależy od terminu ich nadesłania i otrzymania ostatecznej, pozytywnej recenzji.

Wytyczne do publikowania w DIAGNOSTYCE można znaleźć na stronie internetowej:

<http://www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka>

Redakcja informuje, że istnieje możliwość zamieszczania w DIAGNOSTYCE ogłoszeń i reklam.

Jednocześnie prosimy czytelników o nadsyłanie uwag i propozycji dotyczących formy i treści naszego czasopisma. 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.