

DIAGNOZA - GENEZA - PROGNOZA => PODSTAWA KAŻDEJ DECYZJI

Polskie
Towarzystwo
Diagnostyki
Technicznej

afiliowane przy

Wydziale Nauk
Technicznych
Polskiej Akademii Nauk

Diagnostyka

ISSN 641-6414

PROBLEMY WSPÓŁCZESNEJ NAUKI
TEORIA I ZASTOSOWANIA

AUTOMATYKA

Jan Maciej Kościelny

DIAGNOSTYKA
ZAUTOMATYZOWANYCH
PROCESÓW PRZEMYSŁOWYCH

Zbigniew Dąbrowski
Iwona Komorska
Andrzej Puchalski

BIBLIOTEKA
PROBLEMÓW
EKSPLOATACJI

Wydawnicza EXIT
Warszawa 2001

DIAGNOZOWANIE BŁĘDÓW
WYKONANIA I MONTAŻU
UKŁADÓW WIRUJĄCYCH



UNIWERSYTET WARMIŃSKO-MAZURSKI W OLSZTYNIE
AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA W BYDGOSZCZY
NIZINSKI Stanisław ZOLTOWSKI Dobrosław
INFORMATYCZNE SYSTEMY
ZARZĄDZANIA EKSPLOATACJĄ
OBIEKTÓW TECHNICZNYCH

ZBIGNIEW WALCZYŃSKI, JAN HIGIŃSKI
DYNAMIKA
TURBOZESPOŁÓW
ENERGETYCZNYCH
WYBRANE ZAGADNIENIA DRGAŃ PROSTYCH I SPRZĘŻONYCH
ZBIGNIEWA WALCZYŃSKA
Wydawnictwo PB

VOL. 25

2001 r.

Rada programowa

Przewodniczący:

prof. dr hab. Czesław Cempel *Politechnika Poznańska*

Redaktor Naczelny:

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

Członkowie:

prof. dr hab. inż. Jan Adamczyk

AGH w Krakowie

prof. dr hab. inż. Wojciech Batko

AGH w Krakowie

prof. dr hab. inż. Lesław Będkowski

WAT Warszawa

prof. dr hab. inż. Adam Charchalis

AMW w Gdyni

prof. dr hab. inż. Wojciech Cholewa

Politechnika Śląska

prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

Politechnika Warszawska

prof. dr hab. inż. Jan Kiciński

IMP w Gdańsku

prof. dr hab. inż. Jerzy Kisilowski

Politechnika Warszawska

prof. dr hab. inż. Stanisław Niziński

UWM w Olsztynie

prof. dr hab. inż. Zenon Orłowski

IE w Warszawie

prof. dr hab. inż. Stanisław Radkowski

Politechnika Warszawska

prof. dr hab. inż. Tadeusz Uhl

AGH w Krakowie

prof. dr hab. inż. Andrzej Wilk

Politechnika Śląska

prof. dr hab. inż. Bogdan Żółtowski

ATR w Bydgoszczy

Recenzenci opublikowanych prac

prof. dr hab. inż. Lesław Będkowski

prof. dr hab. inż. Adam Charchalis

prof. dr hab. inż. Jerzy Girtler

prof. dr hab. inż. Jan Kiciński

prof. dr hab. inż. Waldemar Kurowski

dr inż. Piotr Krzyworzeka

prof. dr hab. inż. Jerzy Szkoda

prof. dr hab. inż. Franciszek Tomaszewski

prof. dr hab. inż. Zbigniew Walczyk

WYDAWCA:

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

REDAKTOR NACZELNY:

prof. dr hab. inż. Ryszard Michalski

CZŁONKOWIE KOMITETU

REDAKCyjNEGO:

dr inż. Paweł Mikołajczak

mgr inż. Krzysztof Ligier

REDAKCJA CZASOPISMA:

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

KONTO PTD T:

Bank Przemysłowo Handlowy S.A.
II O/ Warszawa
nr konta: 10601015-320000461123

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 WWW:

<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.

Spis treści

<i>Jerzy GIRTLEK</i> – Politechnika Gdańska METODA IDENTYFIKACJI STANU TECHNICZNEGO URZĄDZEŃ NA PODSTAWIE OCENY ICH DZIAŁANIA	5
<i>Henryk TYLICKI</i> – ATR w Bydgoszczy BADANIE EWOLUCJI STANU MASZYN	13
<i>Adam CHARCHALIS, Andrzej GRZĄDZIELA</i> - Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni WIBROAKUSTYCZNA ANALIZA NIETYWAŻENIA WIRNIKÓW W OKRĘTOWYCH TURBINOWYCH SILNIKACH SPALINOWYCH	21
<i>Tadeusz GERLACH</i> - Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku OPIS WŁASNOŚCI DYNAMICZNYCH ELEMENTARNYCH UKŁADÓW MECHANICZNYCH, TYPOWYCH DLA KONSTRUKCJI NOŚNYCH DUŻYCH MASZYN WIRNIKOWYCH	27
<i>Maciej WOROPAY, Klaudiusz MIGAWA</i> - ATR w Bydgoszczy METODA WYZNACZANIA GOTOWOŚCI SYSTEMU TRANSPORTU MIEJSKIEGO Z UWZGLĘDNIENIEM SKUTECZNOŚCI WYKONYWANYCH NAPRAW	30
<i>Maciej WOROPAY, Adam BUDZYŃSKI, Klaudiusz MIGAWA</i> - ATR w Bydgoszczy ANALIZA PORÓWNAWCZA ROCZNYCH KOSZTÓW ZAKUPU OLEJU SILNIKOWEGO W ZALEŻNOŚCI OD JEGO RESURSU, NA PRZYKŁADZIE SYSTEMU AUTOBUSOWEJ KOMUNIKACJI MIEJSKIEJ	37
<i>Waldemar PROCH</i> - Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie APROKSYMACJA SYGNAŁU PRZEJŚCIOWEGO PRĘDKOŚCI OBROTOWEJ Z UŻYCIEM FUNKCJI WZORCA	44
<i>Tomasz GAŁKA, Zenon ORŁOWSKI</i> - Instytut Energetyki w Warszawie WEKTOR LOGISTYCZNY W DIAGNOZOWANIU TURBIN PAROWYCH	49
<i>Wojciech MIĄSKOWSKI, Jan KICIŃSKI</i> - Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie KINETOSTATYKA I DYNAMIKA TYPOWEGO ŁOŻYSKA TURBINOWEGO W UJĘCIU DIAGNOSTYCZNYM	57
<i>Michał STYP-REKOWSKI</i> - ATR w Bydgoszczy DIAGNOZOWANIE SPECJALNYCH ŁOŻYSK TOCZNYCH	65
<i>Stanisław NIZIŃSKI</i> - Wojskowy Instytut Techniki Panczernej i Samochodowej - Sulejówek PODSYSTEM DIAGNOSTYCZNY W SYSTEMACH DZIAŁANIA	72
RECENZJE	
- Książki <i>Zbigniewa Dąbrowskiego, Iwony Komorowskiej i Andrzeja Puchalskiego</i> pt.: „DIAGNOZOWANIE BŁĘDÓW WYKONANIA MONTAŻU UKŁADÓW WIRUJĄCYCH”	79
- Książki <i>Jana Macieja Kościelnego</i> pt.: „DIAGNOSTYKA ZAUTOMATYZOWANYCH PROCESÓW PRZEMYSŁOWYCH”	81

Spis treści

WARTO PRZECZYTAĆ

„INFORMATYCZNE SYSTEMY ZARZĄDZANIA EKSPLOATACJĄ OBIEKTÓW
TECHNICZNYCH” – *Stanisława Niżyńskiego, Bogdana Żółtowskiego* 83

„DYNAMIKA TURBOZESPOŁÓW ENERGETYCZNYCH – WYBRANE
ZAGADNIENIA DRGAŃ PROSTYCH I SPRZĘŻONYCH” 83
– *Zbigniewa Walczyka, Jana Kicińskiego*

KONFERENCJE

XI Konferencja „DIAGNOSTYKA MASZYN ROBOCZYCH I POJAZDÓW” 84
i III FORUM MŁODYCH 2002

METODA IDENTYFIKACJI STANU TECHNICZNEGO URZĄDZEŃ NA PODSTAWIE OCENY ICH DZIAŁANIA

Jerzy GIRTLEK

Katedra Siłowni Okrętowych Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa
Politechniki Gdańskiej

ul. G. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk; tel. (58) 347-24-30, fax: (58) 347-19-81, e-mail: kgirtl@pg.gda.pl

Streszczenie

Przedstawiono propozycję ilościowej interpretacji działania dowolnego urządzenia, w którym zachodzą oddziaływania energetyczne w określonym czasie. Według tej interpretacji, działanie urządzeń zostało przyrównane do pojęcia wielkości fizycznej, z jednostką miary [dżul×sekunda], którą można przedstawić zależnością podobną do tych, jakie są używane w fizyce, a ściślej w mechanice klasycznej i mechanice kwantowej. Uzasadniono, że w przypadku przyjęcia zaproponowanej interpretacji działania urządzeń, w których następują przemiany energetyczne, działanie może być nośnikiem informacji o stanie tych urządzeń, a więc – sygnałem diagnostycznym. Do uzasadnienia tego zastosowano jednorodny proces Poissona, który umożliwił skonstruowanie modelu przebiegu pogarszania działania urządzeń, jako procesu losowego o jednorodnych i niezależnych przyrostach spadku generowanej przez nie energii w określonym czasie.

Słowa kluczowe: diagnostyka, działanie, energia, stan techniczny, urządzenie.

IDENTIFICATION METHOD OF TECHNICAL STATE OF THE OBJECTS ON THE GROUND OF ESTIMATION OF THEIR WORK

The paper presents suggestion of quantitative interpretation of work of a objects, in which energetic interactions proceed in determined time. According to the interpretation, work of the object is considered as a physical quantity with the unit of measure [joule×second], which can be presented by the dependence similar to these ones which are used in classic mechanics and quantum mechanics. It has been motivated that, in the case of accepting the suggested interpretation of work of objects, in which energetic changes proceed, such work can be a carrier of information about states of these systems – so, it can be a diagnostic signal. To motivate this, it has been used homogeneous Poisson's process, which made possible designing model of the course of getting the objects' work worse. This model is a random process of homogeneous, independent, single and the same gains e in energy drop, in determined time.

1. WSTĘP

Działanie jest pojęciem, które może być różnie rozumiane i różnie definiowane. Rozpatrywane jest w mechanice klasycznej i mechanice kwantowej, w prakseologii, naukach technicznych itd. [8]. W ujęciu prakseologicznym rozróżnia się:

- działanie (istoty obdarzonej świadomością, a więc człowieka bądź zespołu ludzi);
- zachowanie (organizmu żywego innego niż człowiek);
- funkcjonowanie (urządzenia, obiektu technicznego, systemu technicznego).

W nauce i w praktyce, pojęcie *działania* nie jest jednak odnoszone wyłącznie do ludzi. W naukach technicznych rozpatrywane jest *działanie urządzeń* i wobec tego przedstawiana zasada działania np. silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym (4 i 2-suwowego), turbinowego silnika spalinowego, prądnicy (prądu stałego i przemiennego), pompy wirowej odśrodkowej, sprężarki tłokowej, kotła parowego, itd. [8]. Sytuację tę należy uznać za oczywistą, bowiem każdą naukę cechuje swoisty język. Znamienne jest dla tak rozumianego działania to, że towarzyszy mu generowanie energii bądź jej przenoszenie. To pierwsze zachodzi w maszynach (a więc w urządzeniach, w których następuje

przekształcanie energii), a drugie – w innych urządzeniach, np. w chłodziarach. Ponadto działanie zawsze powoduje zużycie energii E i wymaga czasu t zgodnie z zasadą: *im jest mniej sprawne, tym zużycie energii i czasu jest większe*. Zasada ta odzwierciedla fakt, że energia zarówno przetwarzana, jak też przenoszona przez wspomniane urządzenia powoduje zużycie ich struktury konstrukcyjnej. Wskutek tego następuje zmniejszenie:

1) sprawności przetwarzania energii (w przypadku maszyn);

2) ilości przekazywanej energii (w przypadku urządzeń nie będących maszynami, np. chłodziar wody bądź oleju smarowego silników o zapłonie samoczynnym, kotłów, itd.).

Ze względu na to, że własności struktury konstrukcyjnej każdego urządzenia określają jego stan techniczny, zatem oczywiste jest, że energia zmieniając się wraz z tym stanem jednoznacznie ten stan charakteryzuje. W przypadku każdego urządzenia, zależnie od jego stanu technicznego i warunków jego zastosowania, energia określa więc zdolność tego urządzenia do wykonania pracy. Zatem energia generowana przez dowolne urządzenie jest miarą jego zdolności do wykonania pracy.

W praktyce jednak jest istotne nie tylko to, jaka jest wartość energii, którą można dysponować używając urządzenie w danej chwili, lecz także czas, w którym może ona być przez to urządzenie zapewniona. Wobec tego jest sens rozpatrywania działania różnych urządzeń w takim ujęciu, aby mogło być ono określone jednocześnie przez energię i czas, w którym można tą energią dysponować w celu zrealizowania zadań, do których urządzenia te zostały przystosowane w fazie projektowania i wytwarzania. Zagadnienie to zostało podjęte również z tego powodu, że istnieją analogie takiego podejścia w fizyce, a ściślej – mechanice klasycznej (przy rozpatrywaniu ruchu ciała jako punktu lub układu punktów materialnych) i w mechanice kwantowej (przy rozpatrywaniu promieniowania elektromagnetycznego ciał).

2. INTERPRETACJA DZIAŁANIA URZĄDZENIA

Działanie (funkcjonowanie) urządzeń polega (w zależności od ich przeznaczenia) na przetwarzaniu, bądź przenoszeniu doprowadzonej energii. W przypadku takich maszyn, jak silniki o zapłonie samoczynnym, następuje w nich przetwarzanie energii chemicznej (zawartej w doprowadzonym do ich komór spalania paliwie) na energię cieplną a następnie mechaniczną, umożliwiającą wytworzenie momentu obrotowego (M_o) wału korbowego przy określonej prędkości obrotowej (n) danego silnika [12] Wobec tego działanie urządzeń w przedziale czasu $[t_0, t_n]$ można, w ujęciu ogólnym, interpretować następująco:

$$D = \int_{t_0}^{t_n} E(t) dt \quad (1)$$

gdzie: D – działanie urządzenia; E – energia przetworzona (uzyskana), umożliwiająca realizację określonego zadania (energia użyteczna); t – czas zużywania energii E ; $t_0 \leq t \leq t_n$.

Zależność (1) odzwierciedla fizyczne walory działania, ponieważ wynika z niej, że w przypadku, gdy równe są zero bądź energia E , bądź czas t , bądź jednocześnie energia E i czas t , urządzenie nie może działać (funkcjonować). Ponadto odzwierciedla również to, że działanie jako wielkość fizyczna ma skończoną wartość, gdyż wartość zarówno energii E jak również czasu t nie może być nieograniczona.

Interpretacja działania przedstawiona zależnością (1) ma odpowiednik w fizyce, a ściślej mechanice klasycznej i mechanice kwantowej.

W mechanice klasycznej wykazano, że równanie ruchu układu mechanicznego (układu punktów materialnych) można zapisać w formie wariacyjnej [3]:

$$\delta D_H = 0 \quad (2)$$

gdzie: D_H – działanie układu, nazywane działaniem Hamiltona; δ – operator rachunku wariacyjnego.

Działanie (D_H), w przedziale czasu $[t_1, t_2]$, jest przy tym interpretowane następująco:

$$D_H = \int_{t_1}^{t_2} E_H dt \quad (3)$$

przy czym $E_H = E_k - E_p$

gdzie: E_H – energia, tzw. funkcja Lagrange'a układu mechanicznego (ciała), lagrangian; E_k – energia kinetyczna, E_p – energia potencjalna.

Podobną formę analityczną ma działanie Maupertiusa (D_M) w przedziale czasu $[t_1, t_2]$, które wyrażane jest następująco [11]:

$$D_M = \int_{t_1}^{t_2} 2E_k dt \quad (4)$$

gdzie: E_k – energia kinetyczna.

W fizyce działanie jest interpretowane także jako wielkość będąca iloczynem pędu (p) ciała i jego przesunięcia (s), czyli [3, 11]:

$$D_p = ps \quad (5)$$

przy czym: $p = mv$

gdzie: m – masa ciała, v – prędkość ciała.

Zależność (5) można uzasadnić tym, że pęd ciała można określić w formie zależności:

$$dp = Kdt \quad (6)$$

dlatego, że $dp = mdv = madt = Kdt$

gdzie: a – przyspieszenie ciała, K – siła z jaką oddziałuje dane ciało na inne.

* Pęd ciała może się zmieniać w czasie, stosownie do zmiany prędkości i masy tego ciała, wobec tego działanie D_p w przedziale czasu $[t_1, t_2]$, zgodnie z zależnościami (5) i (6), można przedstawić w formie:

$$D_p = \int_{t_1}^{t_2} Ksdt = \int_{t_1}^{t_2} L_p dt \quad (7)$$

W mechanice kwantowej odpowiednikiem działania jest stała Plancka (h), która określa zależność energii jednego kwantu promieniowania elektromagnetycznego (E_v) od częstości kwantowania (ν), zgodnie z zależnością [10]:

$$E_v = h\nu \quad \text{a więc} \quad h = E_v \nu^{-1} \quad (8)$$

Działanie wyrażone wzorem (1) ma także swoje odpowiedniki w innych obszarach wiedzy, jak na przykład w termodynamice i tribologii.

W termodynamice są rozpatrywane dwie formy przekazywania energii w określonym czasie, którymi są praca L oraz ciepło Q [10]. W tym przypadku działanie układów termodynamicznych (ciał, urządzeń), w przedziale $[t_1, t_2]$, można ogólnie wyrazić następującymi wzorami:

$$D_L = \int_{t_1}^{t_2} Ldt; \quad D_Q = \int_{t_1}^{t_2} Qdt \quad (9)$$

Z kolei w tribologii, tak interpretowane działanie ma istotne znaczenie przy rozpatrywaniu pracy tarcia (W_T) układów tribologicznych, w określonym czasie (t) [14]. Wtedy działanie (funkcjonowanie) danego układu tribologicznego można wyrazić następująco:

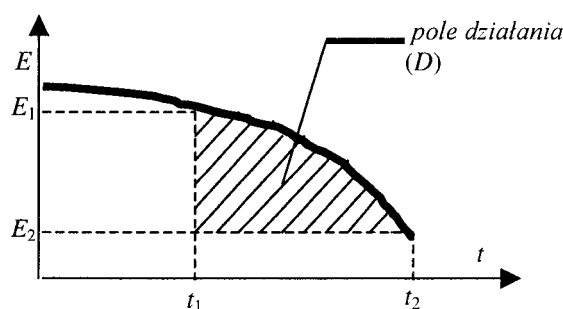
$$D_T = \int_{t_1}^{t_2} W_T dt \quad (10)$$

Praca każdego urządzenia, także dowolnego jego układu tribologicznego (jeśli takie układy w nim ist-

nieją) zależy od warunków, w których jest ona wykonywana. W warunkach trudniejszych, energia użyteczna (rys. 2), a więc również praca użyteczna, każdego urządzenia będzie mniejsza, natomiast praca tarcia w układach tribologicznych urządzenia – większa. Ta ostatnia zwiększając się powoduje zmniejszanie pracy użytecznej i tym samym spadek sprawności mechanicznej urządzenia [12].

Oczywiste jest, że tak interpretowane działanie powinno być analizowane wszechstronnie. Niezbędne jest więc zastosowanie różnych wskaźników określających sprawność takiego działania, w tym np. prakseometrycznych mierników sprawności uniwersalnej [5].

Tak rozumiane działanie może być, zgodnie z zależnością (1), przedstawione w układzie współrzędnych „ $E-t$ ”, a więc w formie wykresu, który proponuję nazwać *wykresem działania* dlatego, że pole powierzchni na tym wykresie odzwierciedla działanie (funkcjonowanie) urządzenia. Przykład takiego *wykresu działania*, dla dowolnie wybranych chwil t_1 i t_2 , przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Przykład wykresu działania urządzenia: E – energia, t – czas

Działanie urządzeń może być rozumiane dwojako: jako wymagane (D_W), czyli takie, które jest niezbędne, aby mogło być wykonane zadanie, do którego realizacji zostały dane urządzenia przysposobione w fazie projektowania i wytwarzania i jako możliwe (D_M), czyli takie, które może dane urządzenie zrealizować w wymaganym czasie, będąc w określonym stanie technicznym i funkcjonując ustalonych warunkach. Zatem można uznać, że każde urządzenie jest w stanie zdatności (i może wykonać zadanie) gdy:

$$D_M \geq D_W \quad (11)$$

W przeciwnym przypadku (gdy $D_M < D_W$) należy uznać, że urządzenie jest w stanie niezdatności. Oczywiście, gdy nie wszystkie zadania muszą być wykonane w danym czasie, lecz tylko te, dla których spełniony jest warunek (11), to można uznać, że urządzenie znajduje się w stanach pośrednich zdatności i nazwać je stanami częściowej zdatności [9]. O przydatności poszczególnych urządzeń można byłoby więc wnioskować

wać po dokonaniu porównania pól działań wymagane-
go (D_W) i możliwego (D_M). Oczywiście jest, że rozpa-
trywanie działania z uwzględnieniem obu jego rodza-
jów jest równoznaczne z badaniem zmian energii wy-
maganej (E_W), jaka jest potrzebna, w czasie wymaga-
nym (t_W), do wykonania danego zadania oraz energii
możliwej (E_M), a więc tej, która może być dostarczona
w czasie możliwym (t_M) przez urządzenie, zastosowane
do realizacji tego zadania. Zastosowanie działania
urządzeń jako symptomu ich stanu technicznego wy-
maga przede wszystkim określenia klas stanów wzor-
cowych tego stanu. W diagnostyce zawsze istotne jest
ustalenie, czy dane urządzenie znajduje się w stanie
zdatności, a zatem można sformułować następujące
przypadki jego istnienia:

- 1) $t_M = t_W$, gdy jednocześnie $E_M \geq E_W$;
- 2) $t_M = t_W$, gdy jednocześnie $E_M = E_W$;
- 3) $t_M \geq t_W$, gdy jednocześnie $E_M = E_W$;
- 4) $t_M \geq t_W$, gdy jednocześnie $E_M \geq E_W$

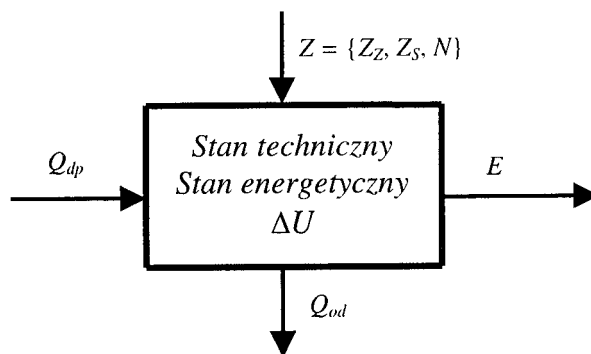
Oczywiście jest, że aby wyznaczyć pole działania
(D) trzeba znać zależność funkcyjną energii od czasu,
czyli $E = f(t)$. Ze względu na to, że $D = f(E, t)$, wobec
tego działanie urządzeń można także przedstawić w
układzie współrzędnych „ D, E, t ”.

3. DIAGNOSTYCZNE ASPEKTY DZIAŁANIA URZĄDZENIA

Działanie urządzeń, w których zachodzą zmiany
energii, można rozpatrywać jako wielkość fizyczną
charakteryzującą zużywanie energii w określonym
czasie. W tym przypadku, podobnie jak w fizyce i me-
chanice kwantowej, działanie może być wyrażone w
jednostkach miary [dżul×sekunda] i przedstawione
wzorem (1). Każde z takich urządzeń można rozpatry-
wać jako przetwornik energii. Schemat takiego prze-
twornika, na przykładzie silnika spalinowego, został
przedstawiony na rys. 2.

Wskutek zużycia, zmiany energii urządzenia będą
przebiegały z coraz mniejszą sprawnością. Wobec tego
przy $Q_{dp} = \text{idem}$ wraz z upływem czasu energia E
(rys.1) będzie malała. Utrzymanie zaś warunku $E =$
idem, wymagać będzie zwiększania Q_{dp} z upływem
czasu, jeśli będzie to możliwe. W niektórych przypad-
kach z upływem czasu może istnieć także konieczność
zmniejszania Q_{od} .

Zmniejszanie się energii E zależy od stanu tech-
nicznego urządzenia i zakłóceń Z . W rezultacie, zarów-
no badanie diagnostyczne, jak też kolejne etapy (rod-
zaje) wnioskowania diagnostycznego mogą być obar-
czone (nieraz znacznym) błędem [2].



Rys. 2. Schemat urządzenia jako przetwornika energii: Z – zakłócenia,
 ZZ – zakłócenia zasilania, ZS – zakłócenia sterowania, N – inne zakłó-
cenia, Q_{dp} – energia doprowadzona, Q_{od} – energia tracona, ΔU
– przyrost energii wewnętrznej, E – energia użyteczna

Wobec tego, jeżeli system diagnozujący zostanie przy-
sposobiony do pomiarów i wnioskowań diagnostycz-
nych tak, że nie będzie czuły na zmiany Z , to energia
 E będzie odwzorowywała stan techniczny urządzenia.
Ze względu na to, że zarówno zmiana stanu technicz-
nego urządzenia, jak też zakłócenia Z na nie oddziału-
jące są losowe, zatem można zastosować ciąg zmienn-
ych losowych jako model matematyczny procesu
zmian energii E w czasie t . W praktyce zmniejszenie
energii E o wartość elementarną (np. $\Delta E = e$) jest moż-
liwe do stwierdzenia w przypadku, gdy urządzenia
diagnostyczne mają stosowną do tego rozdzielczość
pomiarową. Zatem zarejestrowanie zmiany energii o
stałą wartość e będzie możliwe po upływie czasu t_e
będącego realizacją zmiennej losowej T .

Wobec tego, można zmianę energii ΔE o wartość e
uznać za zdarzenie losowe A , które po upływie czasu t ,
np. w przedziale $(0, t)$, może powtórzyć się wielokrot-
nie i wskutek tego pojawić się liczba B , powtórzeń tego
zdarzenia. Liczba B , jest oczywiście zmienną losową o
wartościach całkowitych nieujemnych. Zależność tej
zmiennej losowej od czasu tworzy proces stochastyczny
 $\{B(t); t \geq 0\}$. Do opisu tego procesu zmiany energii
 E może być zastosowany jednorodny proces Poissona
[1, 4, 8]. Stosując ten proces można przedstawić nastę-
pującą interpretację fizyczną procesu zmniejszania
energii E urządzenia o stałą wartość e : od chwili rozpo-
częcia działania urządzenia energetycznego (może to
być chwila t_0) do chwili zarejestrowania (wskutek jego
zużycia) po raz pierwszy, przez urządzenie pomiarowe,
zmniejszenia energii E o wartość e , może być genero-
wana jakakolwiek wartość energii (w tym maksymalna)
w poszczególnych przedziałach czasu. Dalsze zużycie
urządzenia energetycznego spowoduje, z upływem
czasu, pojawienie się kolejnych rejestracji spadku ener-

gii E o jednakowe wartości (e). Wobec tego, w przypadku zarejestrowania do chwili t skumulowanej liczby B_t zaistniałych zdarzeń A , opisanej jednorodnym procesem Poissona, można spadek energii ΔE_t w chwili t przedstawić zależnością:

$$\Delta E_t = eB_t \quad (12)$$

przy czym zmienna losowa B_t ma następujący rozkład [1, 4, 5]:

$$P(B_t = k) = \frac{(\lambda t)^k}{k!} \exp(-\lambda t); \quad k = 1, 2, \dots \quad (13)$$

gdzie: λ – wielkość stała, która może być interpretowana jako intensywność pojawiania się zdarzeń A , czyli zarejestrowanych przez urządzenie pomiarowe spadków energii E o jednakowe wartości (e); $\lambda > 0$ ($\lambda = \text{idem}$).

Wartość oczekiwana i wariancja procesu narastania liczby zdarzeń A (spadków energii) można przedstawić następująco [1, 6]:

$$E(B_t) = \lambda t; \quad D^2(B_t) = \lambda t \quad (14)$$

Zatem zgodnie z zależnością (1) wartość oczekiwana i odchylenie standardowe spadku energii generowanej przez urządzenie, do chwili t mogą być wyrażone wzorami:

$$E[\Delta E(t)] = eE(B_t) \quad (15)$$

$$\sigma_E(t) = e\sqrt{D^2(B_t)} = e\sqrt{\lambda t} \quad (16)$$

Uwzględniając fakt, że dla $t = 0$ wartość energii, którą generuje urządzenie jest największa, czyli że $E(0) = E_{max}$, można zależność matematyczną opisującą spadek tej energii z upływem czasu wyrazić następująco:

$$E(t) = \begin{cases} E_{max} & \text{dla } t = 0 \\ E_{max} - e\lambda t \pm e\sqrt{\lambda t} & \text{dla } t > 0 \end{cases} \quad (17)$$

Przyjęcie we wzorze (17) energii E_{max} zamiast $E(E_{max})$ jest dopuszczalne dlatego iż dla $t = 0$, a więc urządzeń nowych (dopiero wprowadzonych do eksploatacji) można przyjąć, że ich energie początkowe $E_{max(i)}$ ($i = 1, 2, \dots, n$) różnią się nie istotnie. Oczywiście jest, że to założenie może być słuszne tylko w przypadku urządzeń tego samego typu i przy tym jednorod-

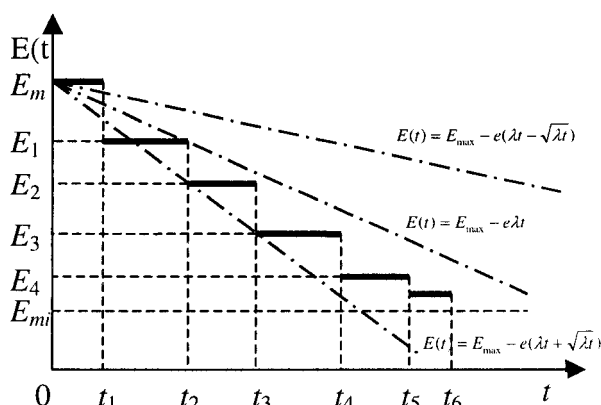
nych, czyli wykonanych według tego samego projektu, w tych samych warunkach produkcyjnych i przy stabilnej kontroli technicznej jakości produkcji.

Wzór (17) określa następujący proces zmniejszania energii urządzenia ulegającego zużyciu:

$$E_{max} \rightarrow E_1 \rightarrow E_2 \rightarrow \dots \rightarrow E_{n-1} \rightarrow E_{n(min)}$$

gdzie: E_i ($i = 1, 2, \dots, n-1$) – energie określone w wyniku zarejestrowania (przez urządzenie pomiarowe) olejnych spadków o wartości e (kwantów) energii E urządzenia; $E_{n(min)}$ – najmniejsza energia, która może być generowana przez urządzenie w chwili uszkodzenia (nie musi być możliwe jej zarejestrowanie przez urządzenie pomiarowe).

Graficzna interpretacja zależności (17) przedstawiona jest na rys. 3.



Rys. 3. Graficzna interpretacja przykładowej realizacji zmniejszania energii urządzenia: E – energia, e – kwant energii, o który ulega zmniejszeniu energia E i który może być zarejestrowany przez urządzenie pomiarowe; λ – intensywność pojawiania się zarejestrowanych przez urządzenie pomiarowe kwantów, o które zmniejszana jest energia E , t – czas

Energia E generowana przez urządzenie może być zużywana z upływem czasu t w różny sposób, najczęściej w formie pracy (L) i ciepła (Q). Pierwszy z tych przypadków można wyjaśnić na przykładzie działania silnika o zapłonie samoczynnym, a drugi – przenośnika (wymiennika) ciepła. W przypadku silnika o zapłonie samoczynnym, energia powstała wskutek spalania paliwa w cylindrach umożliwia wytwarzanie momentu obrotowego silnika. W praktyce rozpatrywany jest średni moment obrotowy silnika (M_o) działający w ciągu całego obiegu termodynamicznego, przenoszony z wału korbowego silnika do odbiornika. Moment ten może być mierzony różnymi metodami z zastosowaniem: torsjometrów lub dynamometrów sprzęgłowych, bądź hamulców silnikowych. W wyniku przekazywania momentu obrotowego od silnika do odbiornika wykonywana jest praca L , którą w tym przypadku można określić z zależności:

$$L = M_o \varphi = M_o \omega t \quad (18)$$

gdzie: L – praca całkowita na drodze kątowej, M_o – moment obrotowy silnika, φ – kąt obrotu wału korbowego [rad], ω – prędkość kątowa wału korbowego silnika [rad/s].

Z zależności (1) oraz (18) wynika, że działanie takich maszyn, jak silniki o zapłonie samoczynnym może być określone wzorem:

$$D = \int_{t_0}^{t_n} M_o \omega t dt \quad (19)$$

przy czym można założyć: $M_o = \text{idem}$, $\omega = \text{idem}$.

Z kolei w przypadku urządzeń nie będących maszynami, na przykład przenośników ciepła, energia wewnętrzna przepływających przez nie czynników energetycznych może być zwiększana (podgrzewacze), bądź zmniejszana (chłodnice). W obu przypadkach ciepło, rozpatrywane w stanie ustalonym, może być wyrażone zależnością:

$$Q = mc_s \Big|_{T_1}^{T_2} (T_1 - T_2) \quad (20)$$

gdzie: m – masa czynnika energetycznego przepływającego przez przenośnik ciepła; $c_s \Big|_{T_1}^{T_2}$ – średnie ciepło właściwe czynnika w zakresie temperatur od T_1 do T_2 ; T_1 – temperatura czynnika na dolocie do przenośnika ciepła; T_2 – temperatura czynnika na odlocie z wymiennika ciepła.

Przedziały czasu, po upływie których następuje zarejestrowanie przez urządzenie pomiarowe zmniejszenie energii o kwant e , są realizacjami zmiennej losowej T_e oznaczającej czas dyskretnego spadku energii wskutek zużycia urządzenia. Energia E generowana przez urządzenie zależy od jego stanu technicznego oraz wykonywanych zadań i zakłóceń istniejących w czasie ich realizacji. W przypadku, gdy zadania są wyznaczone i określone warunki ich realizacji, energia generowana przez urządzenie jest funkcją jego stanu technicznego.

W praktyce na ogół nie ma potrzeby podejmowanie decyzji eksploatacyjnych po upływie każdej chwili, w której zarejestrowany został spadek energii E o kwant e . Bardziej przydatny w tym celu jest zbiór mniej liczny (np. trójelementowy) rozłącznych klas stanów energetycznych (które można nazwać wprost – stanami), obejmujący wszystkie spadki energii E o wartość e , a mianowicie:

$$X = \{x_1, x_2, x_3\} \quad (21)$$

o następującej interpretacji:

- x_1 – stan energetyczny urządzenia, niezbędny do wykonania w ustalonym czasie wszystkich zadań, do których zostało ono przysposobione w fazie projektowania i wytwarzania;
- x_2 – stan energetyczny urządzenia, niezbędny do wykonania tylko tych zadań, które mogą jeszcze zapewnić bezpieczeństwo użytkownika;
- x_3 – stan energetyczny urządzenia przydatny wyłącznie do diagnozowania urządzenia, lecz uniemożliwiający wykonanie jakiegokolwiek zadania.

W przypadku stwierdzenia stanu x_2 urządzenie może być odnowione, bądź użytkowane nadal aż do pojawienia się stanu x_3 . Zajście stanu x_3 uniemożliwia dalsze użytkowanie urządzenia, co wymusza wykonanie odpowiedniej obsługi w celu jego odnowy.

Stany $x_i (i = 1, 2, 3)$ mogą być uważane za wartości procesu stochastycznego $\{Y(t): t \geq 0\}$, jako losowego przebiegu następujących po sobie i powiązanych przyczynowo w czasie stanów energetycznych, które w ściśle ustalonej chwili τ czasu pracy urządzenia mogą pojawiać się z określonym prawdopodobieństwem.

Ze względu na to, że stan techniczny urządzenia zależy przede wszystkim od jego jakości początkowej oraz warunków eksploatacji, zaś słabo jest skorelowany z czasem użytkowania, zatem można (podobnie, jak w przypadku procesu eksploatacji silników o zapłonie samoczynnym) [6] sformułować następującą hipotezę (H): *możliwe jest prognozowanie stanu energetycznego $x_i \in X (i = 1, 2, 3)$ urządzenia w chwili $\tau_n + \tau$, gdy znany jest on w chwili τ_n dlatego, ponieważ jego stan energetyczny rozpatrywany w dowolnej chwili $\tau_n (n = 0, 1, \dots, m): \tau_0 < \tau_1 < \dots < \tau_m$ zależy istotnie od bezpośrednio poprzedzającego, a nie zależy od stanów energetycznych, które zaszły wcześniej i przedziałów czasu ich trwania.*

Należy zauważyć, że sformułowana hipoteza nie zawiera żadnych takich sprzeczności, które mogłyby ją sfalsyfikować jeszcze przed jej sprawdzeniem. Do zweryfikowania tej hipotezy można zastosować metodę wnioskowania niededukcyjnego (indukcyjnego) nazywaną wnioskowaniem redukcyjnym. Weryfikacja tej hipotezy może być przeprowadzona podobnie, jak w przypadku weryfikacji hipotezy dotyczącej prognozowania stanu procesu eksploatacji silników o zapłonie samoczynnym [9].

Spostrzeżenie to umożliwia zastosowanie teorii procesów semimarkowskich do sterowania procesem eksploatacji urządzeń z uwzględnieniem ich działania, a tym samym – stanu technicznego.

4. UWAGI KOŃCOWE I WNIOSKI

Działanie dowolnego urządzenia, w przedstawionej propozycji, jest rozumiane jako generowanie przez niego energii E w określonym czasie t . Zostało więc przedstawione jako wielkość fizyczna, którą można wyrazić wartością liczbową i jednostką miary nazwaną dżulosekundą [dżul×sekunda]. Bezpośrednim skutkiem tak interpretowanego działania urządzenia jest generowana przez niego niezbędna energia E , w odpowiednim czasie t , niezbędna do wykonania określonego zadania. Energia E i czas t są więc wielkościami jednoznacznie charakteryzującymi działanie urządzenia. Działanie tak rozumiane może być uznane za wielkość bezpośrednio charakteryzującą stan techniczny urządzenia, a więc symptom tego stanu. Wraz z narastaniem zużycia wartość tak rozumianego działania urządzenia, w określonym czasie, będzie maleć wskutek zmniejszenia generowanej przez niego energii. W celu określenia zakresu pogarszania tego działania przyjęto model stochastyczny zmniejszenia generowanej energii użytkowej (jaką można przekazać odbiorcy) w formie procesu losowego o jednakowych (stałych), jednorodnych i niezależnych spadkach.

Na uwagę zasługuje to, że tak interpretowane działanie może być uznane za symptom diagnostyczny stanu urządzenia, nie zaś energia przez niego emitowana i czas jej generacji. Zarówno emitowana przez urządzenie energia, jak i czas jej emisji nie odzwierciedlają jednoznacznie stanu tego urządzenia, jeśli będą rozpatrywane oddzielnie. Dopiero łączne rozpatrywanie tych wielkości, w formie związku wyrażonego równaniem (1) stanowi taki symptom. Może się bowiem zdarzyć tak, że urządzenie nie może natychmiast dostarczać wymaganą energię, lecz jest w stanie dostarczać wymaganą energię dopiero po upływie dłuższego czasu, o wiele większego od wymaganego (np. zbyt długi czas trwania procesów przejściowych, tzw. stanów nieustalonych, zanim zostanie ono w pełni obciążone), albo też może być tak, że potrzebna do realizacji danego zadania energia nie zostanie wytworzona przez dane urządzenie w wymaganym czasie (np. zbyt mała moc urządzenia z powodu jego zużycia).

Działanie urządzenia w przedstawionej wersji ma także i tę zaletę, że może być badane przez wykonanie precyzyjnego pomiaru, a następnie wyrażone w formie:

- liczby z jednostką miary (wzór 1);
- graficznej, jako pole pracy (rys. 1).

5. LITERATURA

[1] Benjamin J. R., Cornell C. A.: Probability, Statistics, and Decision for Civil Engineers. Wyd. polskie: Rachunek prawdopodobieństwa,

statystyka matematyczna i teoria decyzji dla inżynierów. WNT, Warszawa 1 977.

- [2] Będkowski L.: Elementy diagnostyki technicznej. Wyd. 3. WAT, Warszawa 1 992.
- [3] Encyklopedia fizyki współczesnej. Praca zbiorowa. Redakcja Nauk Matematyczno-Fizycznych i Techniki Zespołu Encyklopedii i Słowników PWN. PWN, Warszawa 1 983.
- [4] Firkowicz S.: Statystyczna ocena jakości i niezawodności lamp elektronowych. WNT, Warszawa 1 963.
- [5] Gasparski W.: Kryterium i metoda wyboru rozwiązania technicznego w ujęciu prakseometrycznym. PWN, Warszawa 1970.
- [6] Gercbach I. B., Kordonski Ch. B.: Модели отказов. Wyd. polskie: Modele niezawodnościowe obiektów technicznych. WNT, Warszawa 1 968.
- [7] Girtler J.: Metoda energetyczno-czasowa oceny działania systemów antropotechnicznych. ZN ITE „Problemy Eksploatacji”, Nr 4/2001, Radom 2001, s. 131-142.
- [8] Girtler J.: Działanie urządzeń jako symptom zmiany ich stanu technicznego. Materiały II Międzynarodowego Kongresu Diagnostyki Technicznej *DIAGNOSTYKA 2000*. Warszawa 2000, dysk CD, s.[1-8], streszczenie referatu – Vol. 2, s. 123 i 124.
- [9] Girtler J.: Diagnostyka jako warunek sterowania eksploatacją okrętowych silników spalinyowych. *Studia* Nr 28. WSM, Szczecin 1 997.
- [10] Gribbin J.: In Search of Schrödinger's Cat Quantum Physics Reality. Wyd. polskie: W poszukiwaniu kota Schrödingera. Zysk i S-ka Wydawnictwo s.c. Poznań 1 997.
- [11] Leksykon naukowo-techniczny z suplementem. Praca zbiorowa. Zespół redaktorów Działu Słownictwa Technicznego WNT. WNT, Warszawa 1 989.
- [12] Wajand J. A.: Silniki o zapłonie samoczynnym. WNT, Warszawa 1 988.
- [13] Wiśniewski S.: Termodynamika techniczna. WNT, Warszawa 1 995.

- [14] Wybrane zagadnienia zużywania się materiałów w ślizgowych węzłach maszyn. Praca zbiorowa pod redakcją Wiesława Zwierzyckiego. PWN, Warszawa 1990.



Prof. dr hab. inż. Jerzy Girtler jest kierownikiem Katedry Siłowni Okrętowych Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Kwalifikacje jego zostały zaliczone do dziedziny – *nauki techniczne*, dyscypliny – *budowa i eksploatacja maszyn*, specjalności – *silniki spalinowe*. Prowadzi badania z zakresu wiedzy dotyczące eksploatacji urządzeń mechanicznych, ze szczególnym uwzględnieniem siłowni okrętowych i urządzeń w nich instalowanych, zwłaszcza okrętowych silników spalinowych. Głównymi obszarami zainteresowań są problemy dotyczące niezawodności i diagnostyki wspomnianych urządzeń oraz decyzyjnego sterowania procesami ich eksploatacji z zastosowaniem teorii procesów semimarkowskich i statystycznej teorii decyzji. Dotychczas opublikował jako autor bądź współautor około 170 prac naukowych w formie monografii, artykułów oraz referatów na konferencje krajowe i zagraniczne, a także jest autorem

bądź współautorem ponad 50 prac niepublikowanych, które zostały zaprezentowane na różnych seminariach i przedstawione w formie sprawozdań z wykonanych prac naukowo-badawczych.

BADANIE EWOLUCJI STANU MASZYN

Henryk TYLICKI

Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów, Wydział Mechaniczny, Akademia Techniczno – Rolnicza

ul. S.Kaliskiego 7, 85-763 Bydgoszcz, e-mail: tylicki@atr.bydgoszcz.pl

W opracowaniu przedstawiono problematykę badania ewolucji stanu maszyn, w tym szczególnie prognozowania stanu technicznego maszyn w strategii eksploatacji według stanu. Rozpatrzono zagadnienie wyznaczania optymalnej prognozy stanu technicznego maszyn oraz przedstawiono metodę wyznaczania terminu kolejnego diagnozowania.

THE INVESTIGATION OF MACHINES STATE EVOLUTION

In work one represented problems of investigation of machines state evolution, in this especially prognosis of technical state machines in strategy of exploitation according to state. One examined problem of marking optimum - prognoses of technical state machines and one represented method of marking of following time -limit

Słowa kluczowe: strategia eksploatacji według stanu, prognozowanie stanu maszyn, optymalizacja procedur prognozowania.

1. WPROWADZENIE

W każdej fazie istnienia maszyn, w celu podjęcia decyzji o sposobie postępowania z nimi, konieczne jest określenie ich stanów za pomocą metod i środków diagnostyki technicznej. Może to być decyzja o ich użytkowaniu, o podjęciu przedsięwzięć profilaktycznych (regulacja lub wymiana) lub wprowadzeniu zmian podczas konstruowania i wytwarzania maszyn. Możliwe jest to dzięki temu, że diagnostyka techniczna pozwala na udzielenie odpowiedzi na pytania: jaki jest aktualny stan badanej maszyny?, jak ocenić przeszłość maszyny na podstawie jej aktualnego stanu?, jak przewidzieć przyszłą ewolucję stanu maszyny?.

Odpowiedź na każde z tych pytań wymaga przeanalizowania zbioru zadań pojawiających się podczas opracowywania algorytmów diagnozowania. W przypadku odpowiedzi na pytanie dotyczące ewolucji stanu maszyny należy podczas procesu prognozowania rozwiązać zadanie prognozowania stanu, polegające na przewidywaniu stanów maszyny, które zaistnieją w przyszłości w chwilach $\Theta_p > \Theta_b$ (Θ_b - chwila diagnozy, Θ_p - jedna z chwil w przyszłości).

W odróżnieniu od klasycznego zadania diagnostycznego, którego celem jest identyfikacja aktualnego stanu, w zadaniu prognostycznym występuje sekwencja:

„historia wartości sygnału diagnostycznego → prognozowana wartość sygnału diagnostycznego → prognozowany stan maszyny”.

Głównymi problemami pojawiającymi się przy rozwiązaniu zadania prognozowania stanu technicznego maszyn będzie:

- sformułowanie celu prognozowania stanu technicznego maszyny i określenie postaci prognozy;
- zmiana stanu technicznego maszyny w czasie eksploatacji;
- opis stanu technicznego maszyny za pomocą cech stanu oraz zależność pomiędzy cechami stanu i sygnałami diagnostycznymi;
- rozwiązanie zadania prognozowania stanu.

2. OPIS STANU TECHNICZNEGO MASZyny ZA POMOCĄ SYGNAŁU DIAGNOSTYCZNEGO

W procesie eksploatacji następuje pogorszenie właściwości użytkowych maszyn. Zwiększają się luzy w parach kinematycznych, osłabiają się mocowania elementów i zmieniają się nastawy regulacyjne. Następuje zatem zmiana własności zespołów pojazdów, co powoduje zmianę procesów wyjściowych realizowanych przez pracujące zespoły maszyn. Procesy wyjściowe dzieli się na:

- robocze, wynikające bezpośrednio z realizacji użytkowych funkcji urządzenia, np. przetwarzanie energii chemicznej w ciepło (pracę mechaniczną), przetwarzanie energii chemicznej w energię elektryczną, przetwarzanie energii elektrycznej w pracę mechaniczną, przetwarzanie energii kinetycznej w ciepło, przenoszenie i zwiększanie energii;
- towarzyszące, powstające jako wtórny efekt zasadniczych procesów roboczych, np. termiczne,

wibroakustyczne, elektryczne generowane przy tarcu, starzenie środków smarnych;

c) inne procesy fizyczno-chemiczne, wykorzystywane w badaniach nieniszczących, np. badania wizualne (endoskopowe i holograficzne), badania magnetyczne, badania radiograficzne, badania ultradźwiękowe.

Procesy wyjściowe można opisać wielkościami mierzalnymi, mierzonymi bez demontażu urządzenia, które nazywa się parametrami wyjściowymi S_{wy} .

Tezę tę potwierdza praktyka eksploatacyjna maszyn oraz prowadzone badania, na podstawie których podano przykładowo dla niektórych układów pojazdu cechy stanu (ilościowe i jakościowe) i odpowiadające im parametry wyjściowe.

Stany techniczne, w których może znaleźć się maszyna, tworzą zbiór $W = \{w_k, k=1,2,\dots,K\}$, zaś konkretny stan w_k maszyny jest wyznaczony przez N niezależnych cech stanu u_n jako wektor $w_k = (u_n); n=1,2,\dots,N$.

Liczba stanów maszyny w_k zależy od wymagań, jakie w praktyce eksploatacyjnej stawia się procesowi oceny stanu technicznego pojazdu. W najprostszym przypadku zbiór możliwych stanów $W = \{w_k\}$ dzieli się na klasy :

- klasę stanów zdatności W^0 ,
- klasę stanów niezdatności W^1 .

Przy założeniu szeregowej struktury niezawodnościowej maszyny wyróżnia się dwa skrajne przypadki :

a) jeżeli w maszynie o p zespołach występuje pojedyncze uszkodzenie, wówczas jest jeden stan zdatności W^0 i $W_p^1 = p$ stanów niezdatności,

b) jeżeli dopuszcza się dowolną kombinację jednoczesnego uszkodzenia zespołów, to liczba stanów wynosi: jeden stan zdatności W^0 i W_k^1 stanów niezdatności.

Przy założeniu k - wartościowej oceny stanów, liczbę stanów niezdatności określa wyrażenie $W_p^1 = k^p - 1$, co powoduje znaczny wzrost liczby stanów i w konsekwencji komplikuje algorytmy oceny stanu technicznego maszyny. Dlatego też przy ustalaniu liczby stanów przedmiotu diagnozy dąży się do minimalizacji zbioru stanów stosując przy tym różne kryteria, np. prawdopodobieństwo występowania stanów, bezpieczeństwo użytkowania maszyny i struktury użytkowej.

Stan w_k będzie znany, jeśli będą znane wartości u_n . Zadanie to można rozwiązać zastępując cechy stanu $\{u_n\}$, w myśl przedstawionej powyżej tezy, odpowiednimi parametrami wyjściowymi $\{s_{jwy}\}$:

$$w_k = f_1(\{s_{jwy}\}); \quad j = 1,2,\dots,I \quad (1)$$

Pośrednie określanie stanu technicznego w_k jest możliwe, ponieważ prawdziwa jest zależność:

$$u_n = f_2(\{s_j\}); \quad j = 1,2,\dots,I \quad (2)$$

Postać funkcji $u_n = f_2(\{s_j\})$ ustala się podczas określania zależności pomiędzy cechami stanu i cechami sygnału diagnostycznego (parametrami diagnostycznymi), gdzie uzyskuje się układ N równań typu (3) będący odwzorowaniem przestrzeni stanów, opisanej współrzędnymi u_1, u_2, \dots, u_N w przestrzeni parametrów diagnostycznych s_1, s_2, \dots, s_J . Ze względu na to, że posługiwanie się układami równań może być skomplikowane oraz kłopotliwe jest wyznaczenie wartości cech stanu, stan techniczny w_k maszyny określany jest na podstawie wartości parametrów diagnostycznych $\{s_j, j=1,\dots,J\}$ według zależności:

$$w_k = f_1(\{s_j\}); \quad j = 1,2,\dots,J \quad (3)$$

Zbiór możliwych do uwzględnienia parametrów diagnostycznych jest bardzo liczny, stąd występuje konieczność ich redukcji. Konsekwencją tego jest utrata informacji związanej z parametrami objętymi obserwacją i pojawienie się obszaru niewiedzy. Powoduje to, podobnie jak w przypadku cech stanu, element przypadkowości (składnik losowy). Istnienie tego składnika powoduje potraktowanie sygnałów diagnostycznych jako szczególnego rodzaju procesy losowe.

Przyjmując fakt, że zarówno cechy stanu maszyny, jak i sygnały diagnostyczne zmieniają się w sposób ciągły w czasie (w przypadku wymiany lub regulacji zespołów maszyn zmiana może być skokowa) występuje konieczność dyskretnej reprezentacji takiego sygnału. Najczęściej stosuje się sposób reprezentowania losowych sygnałów diagnostycznych w dziedzinie czasu poprzez ciągi estymowanych wartości cech sygnału diagnostycznego. Czasowa historia zmienności cech sygnału (parametrów diagnostycznych) jest wówczas dana w postaci dyskretnych, uporządkowanych w czasie, ciągów wartości liczbowych. Ciągi tego typu są określone terminem „szeregu czasowego”. Podstawą ustalenia kolejności elementów w „szeregu czasowym”, w przypadku pojazdów mechanicznych, jest liczba przejechanych kilometrów przez pojazd od początku eksploatacji (przebieg pojazdu) lub liczba godzin działania (liczba motogodzin).

Istotnym wymaganiem dla szeregu czasowego jest żądanie stałej wielkości tzw. „kroku czasowego” w tym szeregu. Wymóg ten należy rozumieć w ten sposób, że wartość funkcji porządkującej (np. przebieg pojazdu) dla każdego elementu szeregu musi różnić się od wartości tej funkcji dla elementu sąsiedniego o stałą wartość (ze względu na bierne i bierno-czynne eksperymenty diagnostyczne, wymóg ten np. w przypadku pojazdów może być trudno osiągalny).

Wskutek oddziaływania procesów wymuszających zużycie następują zmiany wartości cech stanu objawiające się pogorszeniem stanu technicznego zespołów maszyn. Stopniowo kumulujące się zmiany doprowadzają do osiągnięcia wartości granicz-

nych cech stanu, a także wartości granicznych odpowiadających im cech sygnału diagnostycznego (parametrów diagnostycznych), podczas których następuje zmiana lub pełna utrata właściwości eksploatacyjnych, przy których dalsza eksploatacja maszyny jest niemożliwa lub nieopłacalna.

Przekroczenie wartości granicznej mierzonych parametrów diagnostycznych oznacza wejście maszyn w stan przyśpieszonego zużycia. W przypadku diagnostyki bezpośredniej i w eksperymentach czynnych ustalenie wartości granicznych dla zorientowanych uszkodzeniowo parametrów diagnostycznych jest stosunkowo proste.

Problem komplikuje się w diagnostyce pośredniej, w której ustalenie stanu granicznego na podstawie parametru jest trudniejsze. Realizowane najczęściej w przypadku maszyn bierne i bierno-czynne eksperymenty diagnostyczne dostarczają wartości parametrów diagnostycznych, które podczas wnioskowania diagnostycznego są porównywane z wartościami granicznymi dostępnymi w normach krajowych, zagranicznych, branżowych lub z danymi własnych doświadczeń. W przypadku braku takich norm możliwe jest wyznaczanie wartości granicznych parametrów diagnostycznych poprzez statystyczny opis procesu eksploatacji, np. za pomocą metody Neymana-Pearsona.

3. PROGNOZOWANIE STANU TECHNICZNEGO MASZYN

Stan maszyny $W(\Theta_n)$ w chwili czasu Θ_n można scharakteryzować za pomocą zbioru wartości symptomów $s_j(\Theta)$; e_j, \dots, m .

Maszyna w chwili Θ_n znajduje się w stanie zdatności W^0 , gdy spełniony jest warunek:

$$\forall (j=1, \dots, m) \{ \{s_{j,d}\} \leq \{s_j(\Theta_n)\} \leq \{s_{j,g}\} \} \quad (4)$$

gdzie: $\{s_{j,d}\}$, $\{s_{j,g}\}$ - zbiory dolnych i górnych wartości granicznych symptomów.

Analogicznie można sformułować warunek zdatności w chwili $W^0(\Theta_{n+\tau})$:

$$\forall (j=1, \dots, m) \{ \{s_{j,d}\} \leq \{s_j(\Theta_{n+\tau})\} \leq \{s_{j,g}\} \} \quad (5)$$

przy czym elementy zbioru $\{s_j(\Theta_{n+\tau})\}$ są nieznanymi i stąd konieczność ich przewidywania w założonym przedziale czasu τ .

Wielkość τ oznacza przedział czasu, dla którego realizowany jest proces prognozowania (wielkość τ nazywa się także wyprzedzeniem lub „horyzontem czasowym prognozy”).

W ujęciu tym ocenę czasu przejścia urządzenia w stan niezdatności wyznaczają wyniki prognoz parametrów diagnostycznych $\{s_j(\Theta_{n+\tau})\}$, sygnalizujące przekroczenie wartości granicznych.

Postępowanie takie umożliwi wyznaczenie terminu diagnozowania maszyny w strategii obsługiwa-

nia według stanu technicznego. Realizowane to może być według następującego sposobu prognozowania stanu technicznego maszyny polegającego na określeniu zmian wartości parametrów diagnostycznych, charakteryzujących proces pogarszania stanu w przyszłości.

Biorąc pod uwagę fakt, że występujące w czasie eksploatacji maszyny nieodwracalne procesy zużycia wymuszają monotoniczny trend wartości kontrolowanych parametrów diagnostycznych oraz, że zmiany wartości parametrów diagnostycznych pomiędzy poszczególnymi badaniami stanu mogą istotnie różnić się, przy czym zazwyczaj nie znane są ich funkcje gęstości prawdopodobieństwa, przyjmuje się że :

„wyznaczenie terminu kolejnego diagnozowania maszyny jest możliwe w wyniku prognozowania stanu technicznego maszyny polegającego na określeniu zmian wartości parametrów diagnostycznych w przyszłości i przyrównaniu ich wartości chwilowych do wartości granicznych”.

Metoda ta zgodnie z przyjętym sposobem prognozowania polega na tym, że :

- Zjawisko pogarszania się stanu technicznego maszyny jest reprezentowane szeregiem czasowym $s_t = \langle s_1, s_2, \dots, s_b \rangle$, (zbiór dyskretnych obserwacji $\{s_t = \zeta(\Theta)\}$; $\Theta = \Theta_1, \Theta_2, \dots, \Theta_b$) niestacjonarnego procesu stochastycznego $\zeta(\Theta)$).
- Przy założeniu, że mechanizm zmian wartości $\zeta(\Theta)$ w czasie opisuje funkcja trendu $\mu(\Theta)$ zakłócona różnymi oddziaływaniami losowymi $\eta(\Theta)$

$$s_t = \mu(\Theta) + \eta(\Theta) \quad (6)$$

gdzie: $\mu(\Theta)$ - opisuje tendencję rozwojową parametru diagnostycznego $s(\Theta)$,

$\eta(\Theta)$ -wyraża działanie czynników przypadkowych (warunki terenowe, warunki klimatyczne, jakość obsługi).

Konstruuje się takie oszacowanie $\{\mu_p(\Theta)\}$; $\Theta = 1, 2, \dots, b$ dla nieznannej postaci trendu $\mu(\Theta)$, która zapewniłaby odpowiednią dokładność prognozy $s_p(\Theta)$, przy ekstrapolacji $\mu_p(\Theta)$ na odcinek czasu (przebiegu maszyny) (Θ_b, Θ_p) , $\Theta_p = \Theta_b + \tau$.

Oszacowanie $\mu_p(\Theta)$ wyznacza wówczas wartości obserwowanych parametrów diagnostycznych w chwili $\Theta_p = \Theta_b + \tau$, a tym samym prognozy stanu technicznego maszyny $W(\Theta_b + \tau)$.

Wówczas :

1. Wartość dopuszczalnego czasu eksploatacji układu lub zespołu pojazdu wyznacza horyzont prognozy τ_j^0 , dla którego brak jest przekroczenia wartości granicznej parametru diagnostycznego $\{s_{j,g}\}$ przez granicę przedziału błędu prognozy wyznaczoną przez promień granicy przedziału r_σ :

$$r_{\sigma} = q\sigma_p \quad (7)$$

gdzie: q - parametr z tablicy rozkładu Studenta do wymaganego poziomu ufności γ i $K-2$ liczby stopni swobody,

σ_p - odchylenie standardowe składnika losowego błędu prognozy e_p

2. W przypadku systemu obsługiwanego według stanu technicznego wymaganą postacią prognozy maszyny PSTM jest termin kolejnego diagnozowania i obsługiwanego Θ_{b1} .

Ponadto przyjęto, aby wielkościami dodatkowymi PSTM były: wartość błędu prognozy e_p :

$$\text{PSTM} = \langle \Theta_{b1}, e_p \rangle \quad (8)$$

3. Jako wartość Θ_{b1} przyjmuje się wówczas wartość dopuszczalnego czasu eksploatacji maszyny określony wartością horyzontu $\{\tau_j^p\}$, wyznaczoną jako punkt przecięcia się linii wartości granicznej parametru diagnostycznego s_{jg} (rys.2):

- z dolną (przy założeniu, że $s(\Theta_b) > s_{jg}$),

- lub górną (przy założeniu, że $s(\Theta_b) < s_{jg}$)

granicy przedziału błędu prognozy wyznaczoną przez promień $r_{\sigma}^{0.05}$ dla poziomu ufności $1-\gamma = 0.95$, co interpretuje się, że w przedziale wyznaczonym przez horyzont τ_j^* prawdopodobieństwo, że parametr diagnostyczny s_j osiągnie wartość graniczną s_{jg} wynosi $p=0.05$.

Ponadto rozpatruje się przecięcie linii wartości granicznej parametru diagnostycznego s_{jg} z granicą przedziału błędu prognozy wyznaczoną przez $r_{\sigma}^{0.01}$ dla poziomu ufności $1-\gamma = 0.99$, co interpretuje się, że w przedziale wyznaczonym przez horyzont τ_j^* prawdopodobieństwo, że parametr diagnostyczny s_j osiągnie wartość graniczną s_{jg} wynosi $p=0.01$.

Wyróżnić można wówczas trzy opcje:

1. Nie przekroczenie przez kontrolowany parametr diagnostyczny granicy wyznaczonej przez promień $r_{\sigma}^{0.01}$ interpretuje się wówczas jako brak sygnału alarmu do wnikliwej i bardziej dokładnej obserwacji diagnostycznej zespołu lub układu pojazdu.

2. Przekroczenie przez kontrolowany parametr diagnostyczny granicy wyznaczonej przez promień $r_{\sigma}^{0.01}$ interpretuje się jako sygnał alarmu do wnikliwej i bardziej dokładnej obserwacji diagnostycznej zespołu lub układu pojazdu (próg alertowy).

3. Moment przekroczenia przez kontrolowany parametr diagnostyczny granicy wyznaczonej przez promień $r_{\sigma}^{0.05}$ interpretuje się jako czas Θ_{b1} - termin obsługiwanego układu lub zespołu pojazdu (próg alarmowy).

W takiej sytuacji przedział czasu (Θ_1, Θ_b) będzie okresem estymacji wartości oczekiwanej błędu prognozy e_p i promienia granicy przedziału błędu prognozy r_{σ} , zaś okres czasu po Θ_b będzie okresem aktywnej prognozy, tzn. wyznaczenia:

- wartości prognozowanej parametru diagnostycznego po czasie horyzontu prognozy τ , $s_{jp}(\Theta_b+\tau)$;
- określenie wartości promienia granicy przedziału błędu prognozy $r_{\sigma}(\Theta_b+\tau)$;
- wyznaczenie terminu następnego diagnozowania i obsługiwanego maszyny Θ_{b1} .

4. OPTIMALIZACJA PROCESU PROGNOZOWANIA

Formułując zadanie optymalizacyjne trudno jest określić jedną skalarną funkcję jakości F , bowiem rozwiązania dopuszczalne X (metody wyboru parametrów diagnostycznych i metody prognozowania) mogą mieć wiele różnych właściwości, których wartości świadczą o jakości rozwiązania. Stąd też zachodzi konieczność sformułowania w tym przypadku zadania optymalizacyjnego z wieloma (np. N) wskaźnikami jakości w postaci funkcji kryterium $F: X \rightarrow R^N$.

Funkcja ta przyporządkowuje każdemu rozwiązaniu dopuszczalnemu $x \in X$ jego liczbową ocenę w postaci wektora:

$$F(x) = (F_1(x), \dots, F_n(x), \dots, F_N(x)) \in R^N \quad (9)$$

gdzie: $N = \{1, \dots, n, \dots, N\}$ - zbiór numerów wskaźników jakości

$F_n(x)$ - wartość n - tego wskaźnika jakości (n - tej funkcji kryterium dla rozwiązania $x \in X$).

W przypadku optymalizacji wielokryterialnej procesu prognozowania zbiór rozwiązań dopuszczalnych X stanowią zbiory:

$$X = \{X_1, X_2\} \quad (10)$$

gdzie: $X_1 = \{x_{1,1}, x_{1,2}, \dots, x_{1,n}\}$ - zbiór metod wyznaczania parametrów diagnostycznych,

$X_2 = \{x_{2,1}, x_{2,2}, \dots, x_{2,m}\}$ - zbiór metod prognozowania.

W przypadku dysponowania zbiorami F_1 i F_2 , można określić wektorowy wskaźnik jakości rozwiązania prognozy F jako:

$$F = (F_1, F_2) \quad (11)$$

i wyznaczyć funkcje kryterialne F_1 i F_2 , np. jako:

$$F_1 = \{f_{1,1}, f_{1,2}\}, \quad F_2 = \{f_{2,6}, f_{2,7}\} \quad (12)$$

gdzie: $f_{1,1}$ - kryterium zmienności parametru diagnostycznego,

$f_{1,2}$ - kryterium skorelowania parametru diagnostycznego ze stanem technicznym pojazdu,

$f_{2,6}$ - kryterium rozbieżności przeciętnego, względnego błędu prognozy - zespół miar Theila,

$f_{2,7}$ - promień przedziału błędu prognozy.

Wówczas zadanie optymalizacyjne procesu prognozowania przedstawia się jako parę zadań polioptymalizacji :

$$(X_1, F_1, \Phi_1), (X_2, F_2, \Phi_2) \quad (13)$$

gdzie: $X_1 = \{x_{1,1}, x_{1,2}, x_{1,3}, x_{1,4}\}$ - zbiór metod wyboru parametrów diagnostycznych;

$X_2 = \{x_{2,1}, x_{2,2}, x_{2,3}, x_{2,4}\}$ - zbiór metod prognozowania;

F_1 - funkcja kryterialna wyboru parametrów diagnostycznych: $F_1: X_1 \Rightarrow R^2$, $F_1(X_1) = (f_{1,1}(X_1), f_{1,2}(X_1))$ o preferencji: $F_1(X_1): (\max, \max)$;

F_2 - funkcja kryterialna wyboru metod prognozowania: $F_2: X_2 \Rightarrow R^2$, $F_2(X_2) = (f_{2,6}(X_2), f_{2,8}(X_2))$ o preferencji: $F_2(X_2): (\min, \min)$;

Φ_1 - relacja dominowania zadania optymalizacyjnego określenia zbioru parametrów diagnostycznych;

Φ_2 - relacja dominowania zadania optymalizacyjnego wyboru metod prognozowania.

Rozwiązanie zadań polioptymalizacji realizuje się według następującego algorytmu (np. dla wyznaczenia optymalnej metody prognozowania):

1. Normalizacja przestrzeni kryterialnej - przestrzeń D^* :

Zbiór wyników unormowanych D^*

$$D^* = \{d^{*i}\}, i=1, \dots, n; d^{*i} = (d_1^{*i}, d_2^{*i}) \quad (14)$$

2. Określenie współrzędnych punktu idealnego - d^{**}

$$d^{**} = (d_1^{**}, d_2^{**})$$

$$d_1^{**} = \min_{x \in X_2} f_{2,6}(x), d_2^{**} = \min_{x \in X_2} f_{2,7}(x) \quad (15)$$

3. Obliczenie wartości normy $|\bullet|_z$ parametrem $p=2$ - $r_i(D^*)$

Norma $|\bullet|_z$ jest miarą odległości wyników $d^* \in D^*$ od punktu idealnego d^{**} :

$$r_i(D^*) = |d^{**} - d^{*i}| \quad (16)$$

4. Określenie wyniku optymalnego x^0 w zadaniu optymalizacji metod prognozowania - x_2^0 :

$$x_2^0 = d^0 = \min r_i \quad (17)$$

5. WERYFIKACJA METODYKI NA PRZYKŁADZIE ZESPOŁÓW POJAZDU MECHANICZNEGO

Dla zweryfikowania opracowanej metody wyznaczania PSTM^o wykorzystano wyniki badań samochodów STAR 200 oraz wyniki badań hamownianych silników UTD-20.

W przypadku samochodów STAR 200 badania prowadzone były w IEPM WAT [4] na próbie

losowo wybranych 8 samochodów ciężarowych skrzyniowych. Zakres badań obejmował pomiary wartości parametrów diagnostycznych układów pojazdu (silnika S-359 i układu napędowego). Badania były realizowane z częstotliwością nakazaną przez producenta w instrukcji samochodu. Średni przebieg badanego samochodu wynosił 237757 km. Wykorzystując wyniki badań określono zbiory elementów szeregu czasowego (wartości parametrów diagnostycznych w funkcji przebiegu samochodu, w tym także wartości nominalne $\{y_n\}$ i wartości graniczne $\{y_g\}$):

a) dla silnika S-359 samochodu STAR 200:

y_5 - średnie ciśnienie sprężania; $y_{n5} = 2,9$ MPa, $y_{g5} = 2,3$ MPa,

y_6 - średni ubytek powietrza przed ZZP; $y_{n6} = 3$ %, $y_{g6} = 23$ %,

y_7 - średni ubytek powietrza w ZZP; $y_{n7} = 3$ %, $y_{g7} = 23$ %;

b) dla układu napędowego samochodu STAR 200:

y_8 - luz obwodowy skrzyni biegów; $y_{n8} = 1,5^\circ$, $y_{g8} = 4^\circ$,

y_9 - luz obwodowy przekładni głównej; $y_{n9} = 6,5^\circ$, $y_{g9} = 18^\circ$,

y_{10} - całkowity luz obwodowy układu napędowego; $y_{n10} = 8^\circ$, $y_{g10} = 22^\circ$.

Dla silnika S-359 i układu napędowego STAR 200 szereg czasowy zawiera 12 elementów ($0 \div 240000$ km) z „krokiem czasowym” $\Delta t = 24000$ km.

W celu zilustrowania opracowanych algorytmów wyznaczania PSTM^o wykorzystano także wyniki badań hamownianych silników UTD-20 prowadzone w WOSS Piła [4]. Zakres badań obejmował pomiar wartości parametrów diagnostycznych silników przekazanych do remontu średniego i silników zużytych awaryjnie.

Wykorzystując wyniki badań określono zbiory elementów szeregu czasowego (wartości parametrów diagnostycznych w funkcji przebiegu pojazdu, w tym także wartości nominalne $\{y_n\}$ i wartości graniczne $\{y_g\}$):

a) dla silnika UTD-20:

y_{11} - moc silnika; $y_{n11} = 221$ kW, $y_{g11} = 165$ kW,

y_{12} - średnie ciśnienie sprężania; $y_{n12} = 2,5$ MPa, $y_{g12} = 1,9$ MPa,

y_{13} - średnie ciśnienie wtrysku, $y_{n13} = 24,8$ MPa, $y_{g13} = 17,0$ MPa,

y_{14} - ciśnienie oleju silnikowego, $y_{n14} = 1,05$ MPa, $y_{g14} = 0,6$ MPa.

Analizowany szereg czasowy dla silnika UTD-20 zawiera 40 elementów (od 855 km do 8858 km). Przyjęto, że „krok czasowy” w analizowanym szeregu czasowym odpowiada odległości w czasie dwóch kolejnych pomiarów, przy czym w związku z nierównością tych odległości wprowadzono tzw. średni „krok czasowy” Δt_i obliczony według zależności:

$$\Delta t_i = \frac{t_b - t_1}{K - 1} \quad (18)$$

gdzie :

t_b - przebieg, przy którym badany jest silnik,

t_1 - przebieg początku eksploatacji silnika,

K - ilość elementów szeregu czasowego.

Wyznaczanie PSTM^o zrealizowano dla dwóch poziomów dekompozycji pojazdu STAR 200: UKŁAD - ZESPÓŁ.

1. UKŁAD:

a) przestrzeń nadłokowa silnika S-359 (U2), analizowanym zbiorem parametrów diagnostycznych jest zbiór $Y=\{y_5, y_6, y_7\}$;

b) układ napędowy samochodu STAR 200 (U3), analizowanym zbiorem parametrów diagnostycznych jest zbiór $Y=\{y_8, y_9, y_{10}\}$.

2. ZESPÓŁ - zespoły układu napędowego:

a) skrzynia biegów (Z4); analizowanym zbiorem parametrów diagnostycznych jest zbiór $Y=\{y_8\}$;

b) przekładnia główna (Z5); analizowanym zbiorem parametrów diagnostycznych jest zbiór $Y=\{y_9\}$.

Wyznaczanie PSTM^o dla silnika UTD-20 zrealizowano dla trzech poziomów dekompozycji: OBIEKT - UKŁAD - ZESPÓŁ.

1. OBIEKT:

a) silnik spalinowy UTD-20 (OB1); analizowanym zbiorem parametrów diagnostycznych jest zbiór parametrów $Y=\{y_{11}, y_{12}, y_{13}, y_{14}\}$;

2. UKŁAD:

a) układ tłokowo - korbowy silnika UTD-20 (U1); analizowanym zbiorem parametrów diagnostycznych jest zbiór $Y=\{y_{12}, y_{14}\}$;

3. ZESPÓŁ: zespoły układu tłokowo - korbowego silnika UTD-20:

a) węzeł tłok - pierścienie - cylinder (T-P-C) silnika (Z2); analizowanym zbiorem parametrów diagnostycznych jest zbiór $Y=\{y_{12}\}$;

b) para czop - panewka silnika (Z3); analizowanym zbiorem parametrów diagnostycznych jest zbiór $Y=\{y_{14}\}$.

W celu wyznaczenia współrzędnych punktów idealnych c^{**} i d^{**} rozwiązano zadania optymalizacyjne. Wykorzystując w tym celu przeprowadzoną w punkcie algorytmizację procedur wyznaczania optymalnej prognozy, opracowano programy komputerowe w środowisku WINDOWS / EXCEL:

- # PD (Parametry Diagnostyczne),

- # MP (Metody Prognozowania),

- # WOM (Wybór Optymalnych Metod),

będące implementacją opracowanych algorytmów.

Programy te umożliwiły:

1. Program # PD - wyznaczenie zbioru parametrów diagnostycznych według różnych metod. Wyniki działania programu dla elementów szeregów czasowych (przebieg $t_1 \div t_b$), dla poziomu UKŁAD samochodu STAR 200 oraz silnika UTD-20 zawarte są w tabelicy 1.

Zestawienie to zawiera także wyniki użycia programu # PD do rozwiązania zadania optymalizacyj-

nego, tzn. wyznaczenia y^* dla metod X_1 , przy czym ze względu na brak danych (macierz $[M(i,j)]_{k \times m}$) dla rozwiązania $x_{1,1}$ wybrano parametr y^* na podstawie przeprowadzonej ankiety wśród diagnostów pojazdów mechanicznych).

Tablica 1. Zestawienie wyników wyznaczenia optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych

a) OB1 - Silnik UTD-20

$Y \setminus X_1$	$x_{1,1}$	$x_{1,2}$	$x_{1,3}$	$x_{1,4}$	r_i	W_j	W_j^*
y_{11}	y^*	y^*		y^*	0,74	0,35	0,35
y_{12}							
y_{13}			y^*		0,26	0,65	0,65
y_{14}							

b) U1 - Układ tłokowo-korbowy silnika UTD-20

$Y \setminus X_1$	$x_{1,1}$	$x_{1,2}$	$x_{1,3}$	$x_{1,4}$	r_i	w_j	W_j^*
y_{12}	y^*	y^*		y^*	0,37	0,89	0,9
y_{14}			y^*		0,07	0,10	0,1

c) U2 - Przestrzeń nadłokowa silnika S-359

$Y \setminus X_1$	$x_{1,1}$	$x_{1,2}$	$x_{1,3}$	$x_{1,4}$	r_i	W_j	W_j^*
y_5	y^*				0,87	0	0,1
y_6		y^*		y^*	0,09	0	0,4
y_7			y^*		0	1	0,5

d) U3 - Układ napędowy samochodu STAR 200

$Y \setminus X_1$	$x_{1,1}$	$x_{1,2}$	$x_{1,3}$	$x_{1,4}$	r_i	W_j	w_j^*
y_8							
y_9			Y^*		0	1	0,6
y_{10}	y^*	Y^*		y^*	0,11	0	0,4

2. Program # MP - wyznaczenie zbioru prognoz (t_{b1} - prognozowany termin obsługi, e_p - błąd prognozy, r_σ - promień przedziału granicy błędów prognozy), według różnych metod ze zbioru X_2 wraz z wartościami kryteriów cząstkowych funkcji kryterialnej F_2 .

Wyniki działania programu dla elementów szeregów czasowych przy przyjęciu wartości „horyzontu czasowego prognozy” τ równej wartości „kroku czasowego” Δt , dla dwóch poziomów dekompozycji samochodu STAR 200 i silnika UTD-20, oraz dla dwóch wartości współczynnika $1-\gamma = (0,99; 0,95)$ i odpowiadających im dwóch wartości promienia przedziału błędów prognozy ($r_{\sigma 1}$ i $r_{\sigma 2}$) i dwóch wartości terminu obsługi ($t_{b1,1}$ - próg alertowy; $t_{b1,2}$ - próg alarmowy) zawarto w tabelicy 2.

W celu wyznaczenia, dla rozwiązań $x_{2,3}$ i $x_{2,4}$, optymalnych wartości współczynnika α przeprowadzono badania [1] (wykorzystując przedstawioną w pracy metodę rozwiązania zadania optymalizacyjnego z funkcją kryterialną F_2). Optymalne wartości współczynnika α dla rozwiązań $x_{2,3}$ i $x_{2,4}$, w przypadku gdy $x_2^0 = x_{2,3}$ lub $x_2^0 = x_{2,4}$, przedstawiono w tabelicy 2.

3. Program # WOM - wyznaczenie rozwiązań zadań polioptymalizacji metodą rozwiązań kompromisowych $C_K^{\Phi 1}$ i $D_K^{\Phi 2}$ według algorytmu (rys.3.6). W przypadku optymalizacji zbioru parametrów

diagnostycznych obliczono także wartości funkcji wagi w_j , przy czym możliwe jest korygowanie wartości w_j przez użytkownika w postaci wartości skorygowanej w_j^* . Wartości wyników obliczeń dla rozwiązania $C_K^{\Phi 1}$ (wyznaczenie x_1^0 i $\{w_j\}$) zawarto w tablicy 1, zaś wartości wyników obliczeń dla rozwiązania $D_K^{\Phi 2}$ (wyznaczenie x_2^0) przedstawiono w tablicy 2.

Tablica 2. Zestawienie wyników wyznaczania PSTM^o

a) Samochód STAR 200

Obiekt	Y^o	W_j	$X_2^o(\alpha)$	e_p [%]	$r_{\sigma 2}$ [%]	$t_{b1,2}$ [km]
U2	y_5, y_6, y_7	0,1; 0,4; 0,5	$X_{2,3}(0,6)$	8,8	2,4	198660
U3	y_9, y_{10}	0,6; 0,4	$X_{2,3}(0,8)$	11	1,8	234720
Z4	y_8	1	$X_{2,1}$	2,4	1,7	362023
Z5	y_9	1	$X_{2,1}$	4,0	1,6	196144

b) Silnik UTD-20

Obiekt	Y^o	W_j	$x_2^o(\alpha)$	e_p [%]	$r_{\sigma 2}$ [%]	$t_{b1,2}$ [km]
OB1	y_{11}, y_{13}	0,35; 0,65	$x_{2,3}(0,6)$	11	8,1	11491
U1	y_{12}, y_{14}	0,9; 0,1	$x_{2,1}$	18	8,2	12255
Z1	y_{13}	1	$x_{2,3}(0,6)$	10,9	4,7	13651
Z2	y_{12}	1	$x_{2,3}(0,4)$	15,2	9,2	13047
Z3	y_{14}	1	$x_{2,3}(0,3)$	13,3	7,4	18540

Na podstawie analizy wyników przedstawionych w tablicy 1 i 2 stwierdzono, że:

- W przypadku OB1, U1, U2, U3, U4, U5 otrzymuje się optymalny wieloelementowy zbiór parametrów diagnostycznych;
- Optymalnymi metodami prognozowania dla analizowanych obiektów jest rozwiązanie $x_{2,1}$ oraz rozwiązanie $x_{2,3}$ (z różnymi wartościami współczynnika wyrównywania wykładniczego α).
- Rozwiązania $x_{2,3}$ z $\alpha < 0,5$ świadczą o nieregularnej zmianie trendu w czasie i konieczności przywiązania większej wagi do ocen trendu w okresach poprzedzających termin badania pojazdu (t_b). Rozwiązania z $\alpha \in (0,5; 0,95)$ świadczą o regularnej zmianie trendu w czasie i konieczności przywiązania większej wagi do najnowszej oceny trendu w okresach poprzedzających termin badania pojazdu (t_b).
- Wartości błędów prognozy dla analizowanych obiektów zawierają się w przedziale od 5 do 18%.
- W przypadku obiektów grupy silnika UTD-20 i samochodu STAR 200 wartości błędów prognozy są większe. Wynika to z :
- dość dużych wahań wartości parametrów diagnostycznych $y_{11}, y_{12}, y_{13}, y_{14}$ wynikających z przeprowadzonych wymian i regulacji zespo-

łów silnika w w okresie czasu (t_1, t_b) oraz zmiennej wartości „kroku czasowego” Δt ;

- większej wartości „horyzontu czasowego prognozy” ($\tau = 24000$ km) oraz z małej liczby elementów szeregu czasowego użytych do obliczeń w przypadku układów i zespołów samochodu STAR 200.

- Wartości składników prognozy PSTM = $\langle t_{b1}, e_p, r_{\sigma} \rangle$ zależne są od poziomu dekompozycji pojazdu (wartości e_p, r_{σ} są większe dla wieloelementowych zbiorów parametrów diagnostycznych);
- W przypadku, gdy $x_2^o = x_{2,3}$ wartości e_p, r_{σ} są o kilkadziesiąt procent większe dla kilku pierwszych elementów szeregu czasowego (szczególnie dla silnika UTD-20). Z tego względu przy minimalnej liczbie elementów szeregu czasowego niezbędnej do obliczeń, obok spełnienia postulatu (3.49), powinno się uwzględnić też postulat maksymalnego błędu prognozy (3.54).
- W zależności od wartości poziomu ufności $1 - \gamma$ otrzymuje się różne wartości promienia r_{σ} i odpowiadające im terminy ($t_{b1,1}$ - próg alertowy, $t_{b1,2}$ - próg alarmowy). Znaczne różnice wartości tych wielkości (dochodzące do kilkunastu tysięcy km) mogą pozwolić użytkownikowi na przyjęcie odpowiadających mu opcji alternatywnych, np. w stosunku do zalecenia obsługiwanego przy progu alarmowym, obsługiwanego układu lub zespołu pojazdu przy progu alertowym.

PODSUMOWANIE

W podsumowaniu opracowania zawierającego problematykę prognozowania stanu maszyn jako części ogólnej teorii procesu diagnozowania stanu maszyn, należy zwrócić uwagę na czynniki warunkujące jej rozwój. Będą to warunki istnienia:

- zainteresowania służb logistycznych parku maszynowego prognozowaniem stanu maszyn;
- odpowiedniej bazy metodycznej dla podejmowania takich zadań;
- odpowiednich środków technicznych zabezpieczających ich realizację;
- odpowiedniej przygotowanej kadry specjalistów mogących w sposób właściwy podejmować takie zadania.

Należy także zwrócić uwagę, że prognozowanie stanu maszyn wiąże się z przetwarzaniem dużej ilości danych pomiarowych, jak również złożonymi operacjami numerycznymi związanymi z aproksymacją, modelowaniem, czy też predykcją szeregów czasowych. Nieodzowne jest więc komputerowe wspomaganie procesu prognozowania w oparciu o odpowiednie oprogramowanie, umożliwiające interaktywny dostęp do procedur bibliotecznych za pośrednictwem języka poleceń zbliżonego do konwencjonalnej notacji matematycznej.

Proste algorytmy prognozowania stanowią coraz częściej element standardowego oprogramowania zintegrowanych przyrządów, przeznaczonych do analizy sygnałów diagnostycznych w badaniach maszyn. Najczęściej jednak wytwórcy aparatury badawczej nie publikują szczegółów dotyczących formalnych podstaw działania tych urządzeń, np. w zakresie narzuconych ograniczeń, posiadanych mechanizmów zabezpieczających poprawne ich funkcjonowanie lub informacji uzasadniających brak konieczności kontrolowania określonej grupy założeń, na których ich rozwiązania funkcjonują. Tendencje rozwoju problematyki prognozowania stanu maszyn, jakie występują jednak obecnie w badaniach diagnostycznych, można ocenić pozytywnie. Wynika to z coraz bogatszego software`u prognostycznego różnych firm na rynku, zajmującego się tą problematyką, szerokiego zaplecza badawczego różnych ośrodków naukowo - badawczych i pozytywnych doniesień literaturowych dokumentujących nowe rozwiązania prognostyczne dla różnych klas maszyn (np. maszyny górnicze

i hutnicze, systemy przeróbki ropy naftowej, turbo-generatory, pojazdy i maszyny robocze).

LITERATURA

- [1] Batko W.: Metody syntezy diagnoz predycyjnych w diagnostyce technicznej. *Mechanika*, z. 4. Zeszyty Naukowe AGH, Kraków 1984.
- [2] Kaźmierczak J.: Zastosowanie liniowych modeli procesów losowych do prognozowania w diagnostyce maszyn. *Mechanika*, z. 95. Zeszyt Naukowe Politechniki Śląskiej, Gliwice 1989.
- [3] Tylicki H.: Optymalizacja procesu prognozowania stanu technicznego pojazdów mechanicznych. Wydawnictwa Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1998.
- [4] Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki technicznej. Wydawnictwa Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1997.



Dr hab. inż. Henryk Tylicki – prof. nadzw. ATR jest kierownikiem Pracowni Diagnostyki Maszyn w Katedrze Maszyn Roboczych i Pojazdów Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy. Jest autorem wielu opracowań i publikacji z zakresu diagnostyki technicznej i eksploatacji maszyn. Jest członkiem PDTD, Zespołu Diagnostyki SPE KBM PAN oraz Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa PAN, Oddział w Lublinie. Współpracuje z wieloma ośrodkami naukowymi w kraju i zagranicą. Główne prace opublikowane: *Optymalizacja procesu prognozowania stanu technicznego pojazdów mechanicznych* (1998), *Diagnostyka samochodów osobowych i ciężarowych (współautor)* (1999), *Osprzęt elektryczny pojazdów mechanicznych (współautor)* (2000). Jest organizatorem wielu seminariów i cyklicznych konferencji: „Forum Młodych” i „Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów”.

WIBROAKUSTYCZNA ANALIZA NIEWYWAŻENIA WIRNIKÓW W OKRĘTOWYCH TURBINOWYCH SILNIKACH SPALINOWYCH

Adam CHARCHALIS

Wydział Mechaniczno –Elektryczny Akademii Marynarki Wojennej

Andrzej GRZĄDZIELA

Wydział Mechaniczno –Elektryczny Akademii Marynarki Wojennej

Ul. Śmidowicza 69, 81 – 103 Gdynia, agrza@amw.gdynia.pl, tel. (058) (prefix) 626 27 24

Streszczenie

Diagnozowanie okrętowych turbinowych silników spalinowych wymaga stałego profesjonalnego nadzoru diagnostycznego, który nie może być realizowany przez personel techniczny jednostek pływających. Z tego powodu zdecydowano o powstaniu zintegrowanego systemu nadzoru diagnostycznego okrętowych silników spalinowych eksploatowanych przez MW. Zrealizowany w AMW system został wdrożony na okręty wyposażone w siłownie typu COGAG. Prezentowane w artykule wyniki badań wibroakustycznych dotyczą kontroli wyważenia wirników w silnikach turbinowych oraz oceny dopuszczalnego czasu ich eksploatacji.

Słowa kluczowe: diagnostyka, wibroakustyka, turbinowe silniki spalinowe, wirniki, wyważanie.

VIBRATION ANALYSIS OF UNBALANCING OF GAS TURBINES ROTORS

Summary

In the paper results are presented of vibroacoustic research on balance control of gas turbine rotors and assessment of their permissible operation times. In the paper results of vibroacoustic research on balance control of gas turbine rotors and assessment of their permissible operation times are presented. The work is a part of implementation of an (the) integrated diagnostic control system of gas turbines installed on Polish Navy ships fitted with COGAG propulsion systems.

Key words: diagnostics, vibroacoustic, gas turbines, rotors, unbalancing.

ABSTRACT

The usage of naval gas turbines requires a professional technical supervision. Crews of small ships that are mainly provided in the Polish Navy can not fulfil such a requirement. Therefore, it was decided to support the crews of such vessels by the „Base Diagnostic System of Naval Gas Turbine Engines” (BDS) which was made in the Institute of Construction and Propulsion of the Vessels of the Polish Naval Academy.

In the paper results of vibroacoustic research on balance control of gas turbine rotors and assessment of their permissible operation times are presented. 1241 RE missile corvettes, which are fitted with COGAG gas turbine propulsion systems, are subject to a permanent basic diagnostic system. The investigations were based on the following assumption: If technical state degradation of gas turbine rotor sets is a function of their operation

time (at a load spectrum assumed constant) then it is possible to select from the recorded vibration signal spectrum such parameters whose changes can be unambiguously assigned to the operation time. Application of the proposed approach makes managing the engine's operation time much more rational, especially at its end. The proposed approach is non-invasive and does not require taking the ships out of service. Realisation of investigations of the kind makes it possible to collect data for a database of the future monitoring system of ships, expected to improve their operational features. Applied diagnostic method is one of the element the „Base Diagnostic System of Naval Gas Turbine Engines” used by the Polish Navy. This diagnostic method of the gas turbine engines brings many advantages on the economical and reliability fields. It is one of the most important tasks of the exploitational policy in the Polish Navy.

BASE DIAGNOSING SYSTEM

Since 1984 the vessels equipped with gas turbine engines were operated in the Polish Navy. Exploitation of naval ship propulsion systems is a complex task due to specific features of marine environment as well as demand of maintaining high level of serviceability and reliability of the ships. From the side of users, doubts are often expressed concerning maintenance times or making decision on further exploitation of engines. It is very important task in the case when all elements of propulsion system are foreign.

Application of periodical or on-line diagnostic procedures makes it possible to operate ship propulsion systems in accordance with their current technical state. Especially in the case when ship's gas turbines hourly period of scheduled maintenance is presently the criteria for maintenance time determination. Though such exploitation strategy makes early scheduling of maintenance operations and their logistic assurance possible, but it simultaneously contributes to increase of costs because of its replacement system of elements (technically often still serviceable ones) as well as it makes impossible to early detect primary symptoms of failures occurring before the end of maintenance time.

For proper diagnosis of engine faults a single system is not sufficient. Several different systems are used to pin point engine faults and give confidence in the results of the diagnosis:

Performance monitoring:

- Measuring kit for on-board gathering of on-line performance data in real time. Typical parameters, like: pressure, time, temperature, rotation, fuel consumption and torque are gathered in parallel from four engines, using original device - DIAGNOZER, to the RAM and finally to PC. Specialised software is able to calculate all parameters and compare with producers characteristics or diagnosing data matrix.

Vibration monitoring:

- Measuring kit for gathering on-line vibration data which is independent on performance monitoring devices. Application of vibration techniques to the gas turbine propulsion systems is justified not only regarding the same turbines but also for investigations of mutual geometrical position of elements of torque transmission system. For realisation of the investigations the measurement instruments: GC-89 analyser and FFT-2143 analyser of Bruel & Kjaer (Spectris), were used making it possible to collect and process measured data using program PULSE Version 5.1. Measuring transducers (accelerometers) were fixed to steel cantilevers located on the flange of the low-

pressure compressor (for assessing the technical state of engines) [6] and over the main radial bearing of the input high speed flexible shaft (connected Power Turbine and Gear Box) on the gear boxes (for assessing coaxiality of the shaft) [4, 7].

Lube oil testing:

- Lube oil sampling and testing equipment enables to find metal impurities and assessing the injection temperature, viscosity and content of a water. The off-line system implements the trend calculation, taking into account the consequential changes of the periodical oil supplements.

Visual inspections:

- Endoscopes and boroscopes for internal engine inspections enable to accomplish gas passage and combustion chamber examinations. The data camera allows to collect and analysis pictures of each blade on all stages of rotors and stators. Burner nozzles and swirl vanes inside combustion chambers can be examined as well.

The vibroacoustic monitoring systems of ship propulsion systems were first time applied in the middle of 1980s [3,7]. Application of periodical diagnostic procedures or on-line monitoring systems makes it possible to operate ship propulsion systems in accordance with their current technical state. In the case of ship gas turbines the hourly period of scheduled maintenance or repair surveys is presently the criteria for maintenance time determination. Though such exploitation strategy makes early scheduling of maintenance operations and their logistic assurance possible, but it simultaneously contributes to increase of costs because of its replacement system of elements (technically often still serviceable ones) as well as it makes impossible to early detect primary symptoms of failures occurring before the end of maintenance time [2,3,4].

Application of vibroacoustic techniques to the gas turbine propulsion systems, as an element of multi-symptom diagnostics, is justified not only regarding the same turbines but also for investigations of mutual geometrical position of elements of torque transmission system, as well as of control of electric energy generating sets.

OBJECT OF INVESTIGATIONS

The 1241 RE missile corvettes, among other Polish Navy ships, are also subject to a permanent basic diagnostic system. They are fitted with COGAG gas turbine propulsion systems. Their configuration scheme is presented in Fig. 1.

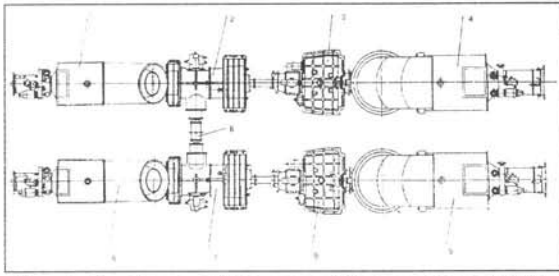


Fig. 1. A scheme of the propulsion system of 1241 RE missile corvette

- 1 – Starboard service turbine unit (TZSM PB) of abt. 3000 kW output
- 2 – Starboard service reduction gear (PM PB)
- 3 – Starboard peak-power reduction gear (PMS PB)
- 4 – Starboard peak-power turbine unit (TZSS PB) of abt. 9000 kW output
- 5 – Port side peak-power turbine unit (TZSS LB) of abt. 9000 kW output
- 6 – Port side peak-power reduction gear (PMS LB)
- 7 – Port side service reduction gear (PM LB)
- 8 – Intermediate shaft
- 9 – Port side service turbine unit (TZSM LB) of abt. 3000 kW output

To obtain reliable data on diagnostic parameters, investigations of the gas turbines installed in the presented propulsion system were carried out by means of the multi-symptom diagnostic model whose one of the main features is recording and analysing vibroacoustic signals. The investigations were aimed at determination of permissible in-service unbalance and appropriate assemblage of turbine rotors on the basis of selected vibroacoustic parameters, and - finally - determination of their permissible operation time resources.

The investigations were based on the following assumption:

If technical state degradation of gas turbine rotor sets is a function of their operation time (at a load spectrum assumed constant) then it is possible to select from the recorded vibration signal spectrum such parameters whose changes can be unambiguously assigned to the operation time.

If critical values of the vibroacoustic parameters are known then it is possible to estimate a permissible operation time period on the basis of changes with time of the investigated parameters. During realisation of the investigations in question the use was made of producer's guidelines for permissible values of vibration parameters, as a initial comparative and verifying element. Because DR 76, DM 76 and DR 77 turbines are similar to each other an uniform measurement method was applied to all the considered engines (at observing individual values of symptoms).

REALISATION OF THE INVESTIGATIONS

For realisation of the investigations the measurement instruments: GC-89 analyser and FFT-2148 analyser, of Bruel & Kjaer, were used making it possible to collect and process measured data. Measuring transducers (accelerometers) were fixed to steel cantilevers located on the flange of the low-pressure (LP) compressor only. It was decided to carry out the investigations with the use of the transducer fixed to the LP compressor flange for lack of transducers and equipment suitable for measuring signals at the temperature as high as $200^{\circ} \div 300^{\circ}$ C occurring on the HP compressor flange.

The fixing cantilevers characterised of a vibration resonance frequency value different enough from harmonic frequencies due to rotation speed of the turbine rotors. The measurements were taken perpendicularly to the rotation axis of the rotors. Such choice was made on the basis of theoretical consideration of excitations due to unbalanced shaft rotation, and results of preliminary investigations of the object [6]. As signals usable for the „defect-symptom” relation the following magnitudes were selected by the turbines' producer:

- Y_{snc} - 1st harmonic value of vibration velocity amplitude connected with the LP compressor ,
- Y_{swc} - the same but connected with HP compressor
- Y_{rms} - root-mean-square value of vibration velocity amplitude within the range of 35 Hz \div 400 Hz.

The changes of the vibroacoustic symptoms were analysed in function of service time within the ranges:

for DR 76 and DM 76 engines : from 0 to 2000 hours

for DR 77 engines : from 0 to 1000 hours.

The choice was justified by the time-between-repair values scheduled by the turbines' procedure. For purpose of these investigations a simplification was made consisted in assuming values of the after-repair turbine vibroacoustic symptoms as those of the new turbine. To make such assumption was necessary due to rather low number of the investigated objects (only eight turbines of each type). The following limit values of rms vibration velocity amplitude were specified by the turbines' producer:

for DR 76 and DM 76 engines :

- permissible value of Y_{rms} equal to 24 [mm/s],
- permissible value of harmonics Y equal to 17 [mm/s],

for DR 77 engines :

- permissible value of Y_{rms} equal to 30 [mm/s],
- permissible value of harmonics Y equal to 20 [mm/s].

For further diagnostic inference the criterial 1st harmonic values of HP compressor was rejected for the reason of an important influence of damping decrement on recorded values of Y_{swc} signals. Determination of the maintenance time on the basis of a Y_{swc} signal value is possible only indirectly - by analysing Y_{rms} and Y_{snc} signals.

Results shown in Fig. 3 and 4 of the investigations of changes of the considered values of symptoms during ship operation indicate that the maintenance time is a function of not only turbine design features, but also of a selected exploitation policy. At the considered service load spectrum the expected maintenance time for both types of turbines was two times longer than that specified by the turbines' procedure.

As it was necessary to adjust operation procedures to warranty terms it was decided to establish two-way control of cleanness of the gas flow part of the turbines: 1st - by means of the endoscopic method and 2nd - assessment of changes of the vibroacoustic parameters. The control is carried out at least two times a year for all gas turbine engines in service. Its scope also contains recording the values of the operational parameters whose changes could be an initial symptom of failures of the coupled devices as well as elements of the fuel supply system. All information is recorded and stored in the database of the system in operation.

Results of the maintenance time assessment on the basis of Y_{snc} parameters for DR 77, DR 76 and DM 76 engines are presented in Fig. 2 and 3.

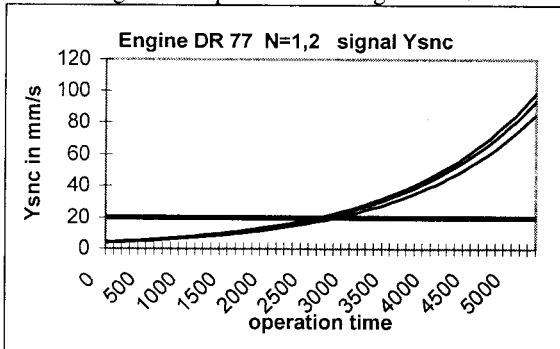


Fig. 2. Maintenance time assessed by means of Y_{snc} parameter

In order to obtain uniform diagnostic procedures regarding unbalance assessment of the turbine rotors the dimensionless parameters characterising that states were applied. On the basis of theoretical considerations as well as results of other diagnostic investigations carried out for some years the following parameters were selected as those most sensitive:

S1 - ratio of the mean vibration velocity amplitude of a given rotor (1st harmonic) and the velocity component relevant to 2nd harmonic excitation frequency of the rotor in question

S2 - ratio of the mean vibration velocity amplitude of a given rotor (1st harmonic) and the velocity component relevant to 3rd harmonic excitation frequency of the rotor in question.

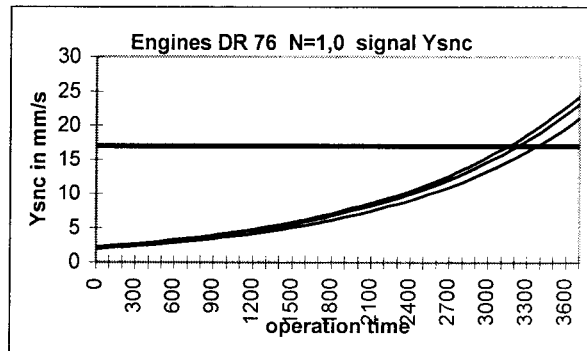


Fig. 3. Maintenance time assessed by means of Y_{snc} parameter

From an analysis of the results the following minimum values of S1 and S2 parameters were determined:

- for DR 76 and DM 76 engines :

S1SNC = min 1.5

S2SNC = min 2.5

S1SWC = min 1.5

S2SWC = min 2.5

- for DR 77 engine :

S1SNC = min 1.5

S2SNC = min 1.8

S1SWC = min 1.7

S1SWC = min 2.9

where :

SNC stands for LP compressor, SWC - for HP compressor.

By analysing the kinematics system, the front internal bearing of the HP compressor rotor was selected as the most dynamically and thermally loaded one. By means of harmonic analysis of the vibration excitations connected with the bearing's work regarding the internal shaft unbalance it was possible to determine permissible values of the velocity amplitude V_R of the vibrations characteristic for frequency difference of the rotor velocities of HP and LP compressors. They are as follows:

1st harm $V_R = 8$ mm/s

2nd harm $V_R = 1.6$ mm/s

The presented method was verified by investigating also other parameters characterising technical state of the engine in function of operation time, such as skid, endoscopic control, starting parameters, lubricating oil contamination etc. Moreover, the permissible diagnostic parameter values specified by the producer were taken as those verifying the assumed vibration symptoms. The accelerometers were fixed in the same way as that assumed in the turbine producer's model of vibration energy propagation. Changes of values of S1 and S2 parameters are presented in Fig. 4 and 5.

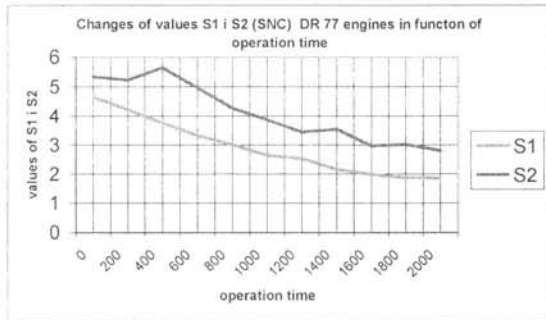


Fig. 4. Changes of values of S1 and S2 parameters in function of operation time for DR 77 engine

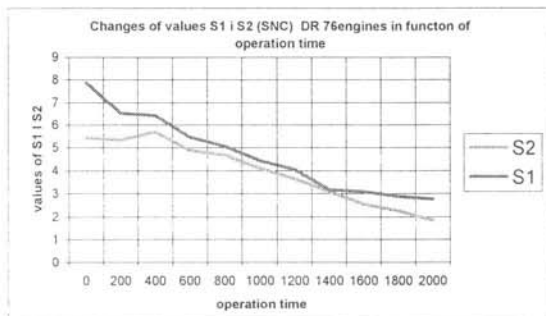


Fig. 5. Changes of values of S1 and S2 parameters in function of operation time for DR 76 engine

COMMENTS TO RESULTS OF THE INVESTIGATIONS

Two-way realisation of the investigations made reliable verification of the investigation results possible.

The following detail conclusions were drawn for further diagnostic inference:

- For DR 76 engines: Ysnc vibroacoustic parameters are diagnostically susceptible at the engine load N = 1.0, and for DR 77 engines : Yrms and Ysnc parameters at the engine load N = 1.2.
- Changes of 1st harmonic values connected with HP compressor rotors (Yswc) and LP ones (Ysnc) at the work of DR 76 and DR 77 engines at BJ load are hardly noticeable in function of operation time therefore their operational susceptibility is too low.
- Changes of Yrms parameter with operation time are not unambiguous hence it is of a low diagnostic merit.

On this basis „symptom value – operation time” relationships were determined, and the time to next maintenance finally assessed. The engine load was assumed the criterion for estimation of the compulsory maintenance time for DR 76 and DM 76 engines, evolving from exceedance of permissible symptom values during normal operation of the engine. For the calculation of Y(t) values the factor k = 1.1 (covering 10% measurement error) and the user confidence factor m = 1.05 was applied as follows :

$$Y(t) = k \cdot m \cdot Yr(t)$$

where :

Yr(t) –vibration parameter function of operation time

For DR 77 engine Ysnc parameter is diagnostically susceptible because it leads to a shorter maintenance time at the considered maximum load. By taking into account the between-repair-time period for DR 77 engines amounting to 1000 hours the expected maintenance time of 2600 hours was assessed in accordance with its technical state on the basis of Ysnc parameter values (Fig. 2).

DR 76 turbine engines are installed in the considered M - 15 E service propulsion system. The load N = 1.0 of them was assumed the criterion for determining their maintenance time basing on exceedance of permissible values of the considered symptoms at normal engine operation. For estimation of the engine’s maintenance time according to its technical state such parameter was selected whose normal service changes determine the maintenance time shorter at a higher load.

This was based on two following assumptions:

- Forces connected with various unbalance forms, manifested in recorded vibration signal changes, increase along with rotational speed increase (hence also with engine’s load)
- Results of the investigations at the load N = 0.6 of DR 76 service engines and N = 0.8 of DR 77 peak-output engines have been rejected as the least credible ones. At these loads the engines operate within resonance speed ranges therefore the results could not be the basis for technical state assessment of the engines.

Hence for estimation of their maintenance time, Ysnc parameter was selected and its value of 3150 hours was determined from exceedance of the permissible value (Fig. 3).

FINAL REMARKS AND CONCLUSIONS

- Application of the proposed approach makes managing the engine’s operation time much more rational, especially at its end.
- The proposed approach is non-invasive and does not require taking the ships out of service.
- Realisation of investigations of the kind makes it possible to collect data for a database of the future monitoring system of ships, expected to improve their operational features.
- Experience gained during the investigations would be utilised for other power plants equipped with gas turbines.
- The proposed diagnostic method is a coherent element of Basic Diagnostic System used by Polish Navy for many years.

- The proposed exploitation method leads to important economical profits and especially to reliability improvement, a first-rate problem.

From analysis of the presented results the following detail conclusions dealing with vibroacoustic investigations can be offered:

- For further research the following target operation times of rotor systems (at the assumed load spectrum), required for their maintenance should be assumed :
 - 3150 hours - for DR 76 and DN 76 turbines
 - 2600 hours - for DR 77 turbines.
- Assessment of the engine technical state by means of S1 and S2 vibration parameters makes it possible to flexibly utilise engine operation time in the case of not performing repair operations.
- Periodical control of Ysnc parameter trend development enables to credibly represent changes of a given parameter in function of operation time.
- The Ysnc parameter was selected the same for both considered engines due to its unambiguous dependence on operation time and similar character of its changes.
- Control of S1 and S2 parameters during exploitation makes it possible to assess state of contamination of the gas flow part of the considered turbine engines, and exceedance of its permissible value could be taken as a signal for necessary washing of their compressor units.
- The proposed maintenance time resources concern only the rotor sets. Assessment (in the proposed time instant) of serviceability of the coupled devices, fuel supply and lubricating systems was not included into the scope of the present investigations.

REFERENCES

- [1] „Banek T., Batko W. : „Estymacja zaburzeń w systemach monitorujących”. Wyd. AGO, Kraków 1997
- [2] Charchalis A.: „System diagnozowania okrętowych układów napędowych z turbinowymi silnikami spalinowymi”. Problemy eksploatacji, 27, 4' 1997
- [3] Charchalis A.: „Diagnostyka okrętowych turbinowych silników spalinowych”. Kongres diagnostyki technicznej '96, vol. I,
- [4] Charchalis A., Mironiuk W., Szubert J.: „Diagnozowanie okrętowych turbinowych silników

spalinowych na podstawie pomiaru drgań”. Wyd. AMW, Gdynia, 1993

[5] Downham E., Woods R.: „The rationale of monitoring vibration on rotating machinery” ASME Vibration Conference, Paper 71- Vib-96, September 1971

[6] Grządziela A.: „Ocena stanu technicznego układu wirnikowego okrętowych turbinowych silników spalinowych”. XXVII Ogólnopolskie Sympozjum „Diagnostyka maszyn” ?

[7] Lyon R., Deyong R.: „Design of a high-level diagnostic system”. , vol. 106, January 1984



Adam Charchalis was born in Przemysl, Poland, in 1944. In 1978 received a Ph.D. degree from Military University of Technology – Warsaw and upgraded as an Assistant Professor in PNA. From 1992, Chief of the Institute of Construction and Propulsion of Vessels and in 1994 promoted on Professor degree and next on a Dean Mechanical – Electrical Faculty PNA. Nowadays the author is a member of Gdansk Department of the Polish Academy of Sciences, Military Section of the State Committee for Scientific Research and Chief of the Diagnostic Team in the Polish Navy. His current research interests is condition monitoring of the ship power plants. He is author of several books and papers on construction of naval vessel power plants and condition monitoring.



Andrzej Grządziela was born in Gdansk, Poland, in 1965. He joined to Polish Naval Academy in 1994 as a research-lecture assistant and in 1998 he became an assistant professor in the Institut of Construction and Propulsion of Vessels in the Polish Naval Academy. His current research interests are vibration condition monitoring of gas turbine engines, the torque transmission elements alignment and construction of ship propulsion plant. He is the author of several papers on condion monitoring and selection of propulsion systems for naval vessels.

OPIS WŁASNOŚCI DYNAMICZNYCH ELEMENTARNYCH UKŁADÓW MECHANICZNYCH, TYPOWYCH DLA KONSTRUKCJI NOŚNYCH DUŻYCH MASZYN WIRNIKOWYCH

Tadeusz GERLACH

Instytut Maszyn Przepływowych PAN

ul. Fiszera 14, 80 – 952 Gdańsk, fax: +48 58 341 61 44

Streszczenie

Zwrócono uwagę na nieścisłość opisu przebiegów harmonicznyc, występujących w drganiach układów mechanicznych, opisu rozpowszechnionego w literaturze technicznej, a także zastosowanego w publikacji [1]. Nieścisłość ta, zauważona w Monografii: Strukturdynamik, autorstwa profesorów R. Gasch'a i K. Knothe'go, nie doprowadziła do istotnych błędów w obliczeniach, lecz miała charakter nomenklaturowy.

Słowa kluczowe: Drgania, przebiegi harmoniczne, układy mechaniczne.

DESCRIPTION OF DYNAMICAL PROPERTIES OF ELEMENTARY MECHANICAL SYSTEM, TYPICAL FOR SUPPORT CONSTRUCTION OF LARGE ROTATION MACHINES

Tadeusz GERLACH

Summary

There has been noticed certain impreciseness in the description of harmonic relation which occurs in the vibration of mechanical systems. Such description is often found in the technical literature and had been used in the publication [1]. The above impreciseness has been noticed in monograph "Strukturdynamik" written by prof. R. Gasch and K. Knothe. It does not lead to any significant errors in calculations, but have mainly a terminology character.

W 1998r. opublikowałem wraz z kolegami z Instytutu Maszyn Przepływowych w „Zagadnieniach Eksploatacji Maszyn” artykuł [1], poświęcony doświadczeniom, zebranych w toku prób eksperymentalnego wyznaczenia drganiowej charakterystyki dużego stanowiska badawczego. Charakterystykę tę miały tworzyć przebiegi podatności dynamicznej stanowiska w funkcji częstości drgań wymuszonych. Za podstawę przyjęliśmy formę opisu podatności dynamicznej, czyli „receptancji”, stosowaną w monografii „The Mechanics of Vibration”, autorstwa R. E. D. Bishop'a i D. C. Johnson'a [2]. Autorzy ci opisują przebiegi o charakterze harmonicznym formułą:

$$f(t) = \alpha e^{i\omega t} \quad (1)$$

gdzie:

- f(t) – przebieg w funkcji czasu – t
- α – amplituda oscylacji
- e – podstawa logarytmów naturalnych
- i – jednostka urojona
- ω – częstość kołowa oscylacji

Formuła [1], rozpowszechniona w technicznej literaturze z tematyki drgań, nie zawsze jest ścisła. Można to wykazać na przykładzie elementarnego układu mechanicznego, opisanego równaniem różniczkowym drugiego rzędu:

$$m\ddot{u} + d\dot{u} + ku = P(t) \quad (2)$$

- m, d, k – współczynniki wymiarowe masy, tłumienia i sztywności,
- P(t) – harmoniczna siła wymuszająca drgania (jako periodyczna funkcja czasu)
- u, \dot{u} , \ddot{u} – przemieszczenie z położenia równowagi statycznej i jego pochodne względem czasu

Wszystkie współczynniki, występujące z lewej strony równania (2) są dodatnie w przypadku konstrukcji nośnych maszyn wirnikowych (ujemna sztywność „k” powoduje strukturalną niestabilność układu, ujemny współczynnik tłumienia prowadzi do rozrostu drgań swobodnych wywołanych przez jakiegokolwiek przypadkowe wzbudzenie).

Sztywność konstrukcji nośnych musi być z reguły wysoka, z jednej strony po to, by ograniczyć przemieszczenia wirnika względem korpusu maszyny, a z drugiej strony po to, by podstawowa częstość drgań układu, wyznaczona przez stosunek sztywności do masy, znajdowała się poza zakresem normalnych prędkości obrotowych wirnika:

$$k = m\omega_r^2 \quad (3)$$

ω_r – częstość rezonansowa wirnika o masie „m”, odpartego w konstrukcji o sztywności „k”.

Ogólne rozwiązanie równania postaci (2) składa się, jak wiadomo, z rozwiązania równania jednorodnego (z zerową stroną prawą) i rozwiązania szczególnego równania pełnego. Ta pierwsza część opisuje drgania swobodne układu, zależne od warunków początkowych (lub od przypadkowego wzbudzenia). Ze względu na występowanie tłumienia ($d > 0$) drgania te zanikają z upływem czasu.

Opis matematyczny tych drgań wynika z wyróżnika równania (2), który jest ujemny:

$$\Delta = d^2 - 4mk < 0,$$

a więc równanie posiada dwa sprzężone pierwiastki zespolone, oraz ujemną część rzeczywistą.

Szczególne rozwiązanie równania pełnego można zapisać w formie:

$$u = a \cos(\omega t - \psi),$$

co po dwukrotnym różniczkowaniu i wstawieniu do (2) daje dla

$$P(t) = A \cos(\omega t)$$

równanie:

$$a \left\{ (k - m\omega^2) \cos(\omega t - \psi) - d\omega \sin(\omega t - \psi) \right\} = A \cos(\omega t) \quad (3)$$

czyli:

$$\begin{aligned} \cos(\omega t) a \left| (k - m\omega^2) \cos \psi + d\omega \sin \psi \right| + \\ \sin(\omega t) a \left| (k - m\omega^2) \sin \psi + d\omega \cos \psi \right| = A \cos(\omega t) \end{aligned}$$

a więc:

$$\psi = \arctg \frac{d\omega}{k - m\omega^2};$$

$$\sin \psi = \frac{d\omega}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + d^2\omega^2}};$$

$$\cos \psi = \frac{k - m\omega^2}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + d^2\omega^2}}$$

i ostatecznie

$$\begin{aligned} a \sqrt{(k - m\omega^2)^2 + d^2\omega^2} &= A \quad \text{oraz} \\ u(t) &= \frac{A}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + d^2\omega^2}} \times \\ &\quad \cos \left[\omega t - \arctg \frac{d\omega}{k - m\omega^2} \right] \end{aligned} \quad (4)$$

Związek (4), opisujący drgania układu, wymuszone przez siłę o przebiegu harmonicznym, jest związkiem opisanym liczbami rzeczywistymi, co stoi w sprzeczności z formułą (1), równoważną zapisowi:

$$f(t) = \alpha [\cos(\omega t) + i \sin(\omega t)] \quad (1')$$

Wprowadzenie zapisu w liczbach zespolonych, często dogodne ze względów formalnych, musi uwzględniać związki funkcji trygonometrycznych z funkcjami w zapisie zespolonym, wyrażone wzorami Eulera:

$$\cos(\omega t) = \frac{1}{2} [e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}]$$

$$\sin(\omega t) = \frac{1}{2i} [e^{i\omega t} - e^{-i\omega t}]$$

Wykorzystanie wzorów Eulera przekształca związek (4) w formułę:

$$\begin{aligned} u &= \frac{A}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + d^2\omega^2}} \times \\ &\quad \frac{1}{2} [e^{i(\omega t - \psi)} + e^{-i(\omega t - \psi)}] \end{aligned} \quad (4')$$

Zapisowi temu odpowiadają na płaszczyźnie zmiennej zespolonej dwa wektory, każdy

o długości $\frac{A}{2\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + d^2\omega^2}}$ odchyłone

w danej chwili od osi zmiennej rzeczywistej symetrycznie o kąty: $\omega t - \psi$, wirujące w przeciwnych kierunkach z prędkością kątową ω .

Ich składowe urojone są w każdej chwili równe sobie, lecz przeciwnego znaku, a więc znoszą się wzajemnie. Sumowanie się składowych rzeczywistych daje ten sam efekt, jaki wynika ze związku (4).

Nieściłość związku (1) polega więc na pominięciu drugiego z członów w wyrażeniu zespolonym dla funkcji cosinus i odpowiadającego mu wektora w płaszczyźnie zmiennej zespolonej. Macierze podatności układu o wielu stopniach swobody nie są zatem macierzami zespolonymi, lecz rzeczywistymi. Nieściłość ta nie spowodowała jednak istotnych błędów

obliczeniowych, ponieważ moduł podatności układu dla danej częstości wymuszenia pozostał taki sam, jak wyznaczony dla przypadku odpowiedzi zespolonej.

Nie uległ też zmianie kąt ψ opóźnienia drgań w stosunku do przebiegu siły. Przy poprawnym zapisie jest to różnica nomenklaturowa, ale istotna dla poprawnego rozumienia zjawiska. Poprawna forma zapisu (1) winna mieć postać:

$$f(t) = \alpha \left[e^{i\omega t} + e^{-i\omega t} \right] \quad (1'')$$

Nieścisłość zapisu typu (1) została dawno zauważona przez mechaników, np. w monografii [3] (str. 57).

LITERATURA:

- [1]. Gerlach T., Rybczyński J., Makowiecki L.: Doświadczenia w eksperymentalnym wyznaczaniu własności dynamicznych wybranej konstrukcji. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Z. 3 (115) vol. 33., 1998, str. 527 – 548.
- [2]. Bishop R. E. D., Johnson D. C.: The Mechanics of Vibration, Cambridge University Press, 1979.
- [3] Gasch R., Knothe K.: Strukturodynamik, B1 (Diskrete Systeme), Springer - Verlag, 1987.



Prof. Tadeusz GERLACH

Prof. emerytowany, mgr inż. mechanik, urodzony w 1921 r. w Warszawie.
Specjalność:

- budowa i eksploatacja maszyn, zwłaszcza maszyn i urządzeń okrętowych,
- trybologiczne aspekty eksploatacji maszyn i ich łożysk ślizgowych,
- problematyka dynamiki maszyn wirnikowych.

Prof. T. Gerlach do początku swojej działalności związany był z Politechniką Gdańską i Instytutem Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Jest głównym konstruktorem słynnych w latach 60-tych „Kretów” oraz jednym z pierwszych konstruktorów pierwszej maszyny parowej do węglowca „Sołdek”. Specjalizuje się w teorii i badaniach łożysk ślizgowych, tribologii oraz prowadzi prace z zakresu pomocniczych urządzeń okrętowych. Jest wydawcą wielu roczników inżynierów mechaników i inżynierów budownictwa okrętowego.

METODA WYZNACZANIA GOTOWOŚCI SYSTEMU TRANSPORTU MIEJSKIEGO Z UWZGLĘDNIENIEM SKUTECZNOŚCI WYKONYWANYCH NAPRAW

Maciej WOROPAY
Klaudiusz MIGAWA

Katedra Eksploatacji Maszyn
Wydział Mechaniczny
Akademia Techniczno – Rolnicza
w Bydgoszczy

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodę wyznaczania gotowości systemu transportowego z wykorzystaniem oceny skuteczności realizowanych napraw na stanowiskach podsystemu utrzymania ruchu. W wyniku identyfikacji procesu eksploatacji realizowanego w rzeczywistym systemie transportu miejskiego został zbudowany zdarzeniowy model tego procesu. Na tej podstawie wyznaczono prawdopodobieństwa graniczne p_i^* przebywania pojedynczego autobusu w poszczególnych stanach procesu eksploatacji zakładając, że modelem procesu eksploatacji obiektów technicznych (autobusów miejskich) jest jednorodny proces Markowa $X(t)$.

Słowa kluczowe: system transportowy, gotowość, proces Markowa, diagnozowanie.

THE METHOD OF SHAPING THE AVAILABILITY DESIGNED FOR THE TRANSPORT SYSTEM ON THE BASIS OF THE EFFECTIVENESS OF PERFORMED REPAIRS

Maciej WOROPAY
Klaudiusz MIGAWA

Summary

The paper presents the method of shaping the availability of the transport system on the basis of evaluation of the effectiveness of repairs, performed on special stations of the road traffic subsystem. The occurrence model was created as the result of identification of the maintenance process, realized in the real urban transport system. Furthermore, all border probabilities p_i^* of finding the single bus in individual maintenance conditions have been determined, with the general assumption, that the homogeneous Markov's process $X(t)$ is the model of the maintenance process of mentioned technical objects (urban buses).

1. WPROWADZENIE

Systemy transportowe są systemami, których głównym celem jest realizacja zadań przewozowych na wyznaczonym obszarze terytorialnym. Do podstawowych wymagań stawianych nowoczesnym systemom transportowym, w tym również systemom transportu miejskiego, należy zapewnienie:

- bezpieczeństwa przewozów,
- terminowości przewozów,
- odpowiedniej częstotliwości kursów.

Bezpośrednią realizacją zadań systemu zajmuje się podsystem wykonawczy złożony z podsystemów elementarnych typu człowiek – obiekt techniczny (kierowca – autobus).

Na możliwość prawidłowej realizacji zadań przewozowych w istotny sposób wpływa gotowość systemu transportowego. Gotowość systemu

transportowego utrzymywana jest na odpowiednim poziomie w wyniku realizacji procesów dotyczących obsługiwanego eksploatacyjnych obiektów technicznych i zależy od skuteczności realizacji tych procesów. Procesy te realizowane są na poszczególnych stanowiskach podsystemu utrzymania ruchu.

Wyznaczanie wartości wskaźników skuteczności realizacji procesów obsługiwanego obiektów technicznych umożliwia ocenę procesów realizowanych na poszczególnych stanowiskach podsystemu utrzymania ruchu.

Natomiast kształtowanie wartości wskaźników gotowości systemu transportu miejskiego umożliwia racjonalne sterowanie procesem eksploatacji realizowanym w tym systemie.

2. OBIEKT BADAŃ

System eksploatacji autobusowego transportu miejskiego złożony jest z następujących podsystemów:

- 1) systemu logistycznego, złożonego z:
 - a) podsystemu sterującego:
 - podsystemu zarządzania eksploatacją (kierownik zakładu i jego zastępcy),
 - podsystemu informacyjnego (wydział techniczno-eksploatacyjny),
 - podsystemu użytkownika (wydział dyspozycji ruchu),
 - b) podsystemu utrzymania ruchu:
 - podsystemu zaopatrzenia w paliwo,
 - podsystemu obsługiwanego,
 - podsystemu diagnostycznego,
 - c) podsystemu zasilającego;
- 2) systemu wykonawczego, złożonego z podsystemów elementarnych (autobus miejski - kierowca), które realizują zadanie systemu transportowego (przewozy pasażerskie).

Obiektem badań jest system utrzymania ruchu będący podsystemem rzeczywistego systemu eksploatacji autobusowego transportu miejskiego w wybranej aglomeracji miejskiej.

Podsystem utrzymania ruchu złożony jest z podsystemu zaopatrzenia w paliwo, podsystemu obsługiwanego oraz współdziałającego z nim podsystemu diagnostycznego.

W podsystemie obsługiwanego realizowane są procesy odnowy oraz obsługi środków transportu. Zadaniem podsystemu diagnostycznego jest wyznaczanie, na podstawie sygnałów i symptomów diagnostycznych, przeszłych, aktualnych oraz przyszłych stanów eksploatowanych w systemie środków transportu.

Wyżej wymienione procesy realizowane są na specjalnie do tego celu przeznaczonych stanowiskach. W analizowanym podsystemie utrzymania ruchu wyróżniono następujące rodzaje stanowisk:

- stanowisko stacji paliw,
- stanowisko obsługi w dniu użytkowania,
- stanowisko obsługi technicznych,
- stanowisko diagnostyczne,
- stanowiska napraw bieżących i specjalistycznych.

3. ZDARZENIOWY MODEL PROCESU EKSPLOATACJI

Poszczególne obiekty techniczne (autobusy) użytkowane w systemie transportu miejskiego

mogą znajdować się w różnych stanach eksploatacyjnych. Na podstawie identyfikacji podsystemu utrzymania ruchu w systemie autobusowego transportu miejskiego i realizowanego w nim wielostanowego procesu eksploatacji obiektów technicznych, wyróżniono istotne stany tego procesu, zdefiniowane poniżej w następujący sposób:

S₁ – Stan uzupełniania paliwa

Stan uzupełniania paliwa w autobusach jest to stan, w którym realizowane są czynności związane z napełnieniem zbiorników paliwa w autobusach.

W analizowanym systemie transportu miejskiego uzupełnianie paliwa w autobusach wykonywane jest na stanowisku stacji paliw:

- w autobusach zdalnych (zjazd planowy) – bezpośrednio po zakończeniu realizacji dziennego zadania przewozowego,
- w autobusach, w których wystąpiło uszkodzenie (zjazd awaryjny) – przed diagnozowaniem przednaprawczym lub naprawą.

S₂ – Stan realizacji obsługi w dniu użytkowania

Stan realizacji obsługi w dniu użytkowania autobusu jest to stan, w którym realizowane są czynności obsługowo-kontrolne zgodnie z instrukcją obsługi w dniu użytkowania autobusu, wynikające ze stosowanej strategii eksploatacji.

W badanym systemie transportu miejskiego obsługa w dniu użytkowania autobusu wykonywana jest w Stacji Obsługi na przeznaczonym do tego celu stanowisku:

- w autobusach zdalnych - po uzupełnieniu paliwa,
- w autobusach, w których wystąpiło uszkodzenie – po przywróceniu stanu zdalności.

S₃ – Stan realizacji obsługi technicznej

Stan realizacji obsługi technicznej autobusu jest to stan, w którym realizowane są czynności obsługowo-kontrolne zgodnie z instrukcją obsługi technicznej autobusu, wynikające ze stosowanej strategii eksploatacji.

W badanym systemie transportu miejskiego obsługa techniczna autobusu wykonywana jest w Stacji Obsługi na przeznaczonym do tego celu stanowisku według harmonogramu obsługi technicznych.

S₄ – Stan diagnozowania

Stan diagnozowania autobusu jest to stan, w którym znajdujący się na stanowisku diagnostycznym Stacji Obsługi autobus podlega procesowi diagnozowania.

Jako diagnozowanie autobusu w szczególności rozumie się:

- diagnozowanie przednaprawcze (gdy autobus znajduje się w stanie niezdatności zadaniowej),
- diagnozowanie ponaprawcze (jako kontrola poprawności procesu odnowy)
- diagnozowanie po obsłudze technicznej (jako kontrola realizacji procesu obsługi technicznej).

S_5 – Stan realizacji odnowy

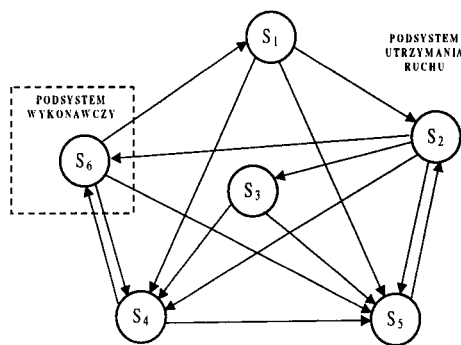
Stan realizacji odnowy autobusu wykonywanej na stanowiskach napraw Stacji Obsługi jest to stan, w którym niezdatny zadaniowo autobus podlega działaniom zmierzającym do przywrócenia mu stanu zdatności zadaniowej.

S_6 – Stan przebywania w podsystemie wykonawczym

Stan przebywania autobusu w podsystemie wykonawczym jest stanem zagregowanym dotyczącym zarówno podstanów autobusu, gdy znajduje się on na trasie oraz gdy przebywa na placu postojowym.

W niniejszym opracowaniu, ze względu na jego cel, podstany stanu przebywania autobusu w podsystemie wykonawczym nie są analizowane.

W wyniku identyfikacji procesu eksploatacji realizowanego w badanym systemie zostały wyznaczone możliwe przejścia między wyróżnionymi stanami eksploatacyjnymi. Na tej podstawie został zbudowany wstępny graf zmian stanów procesu eksploatacji, przedstawiony na rysunku 1.



Rys. 1. Graf skierowany odwzorowania procesu eksploatacji transportu miejskiego

Stan S_5 realizacji odnowy autobusu jest stanem zagregowanym, złożonym z podstanów. W pracy przyjęto, że stan ten złożony jest z 10 podstanów. Wówczas stan S_5 jest tzw. stanem przełączającym.

Podstany stanu odnowy autobusu zostały wyróżnione ze względu na rodzaj uszkodzonego (naprawianego) układu autobusu:

- S_{51} – Stan realizacji odnowy silnika z osprzętem (SI)
- S_{52} – Stan realizacji odnowy układu przeniesienia napędu (PN)

S_{53} – Stan realizacji odnowy układu kierowniczego (UK)

S_{54} – Stan realizacji odnowy układu hamulcowego (HA)

S_{55} – Stan realizacji odnowy układu zawieszenia (ZA)

S_{56} – Stan realizacji odnowy układu jezdnego (UJ)

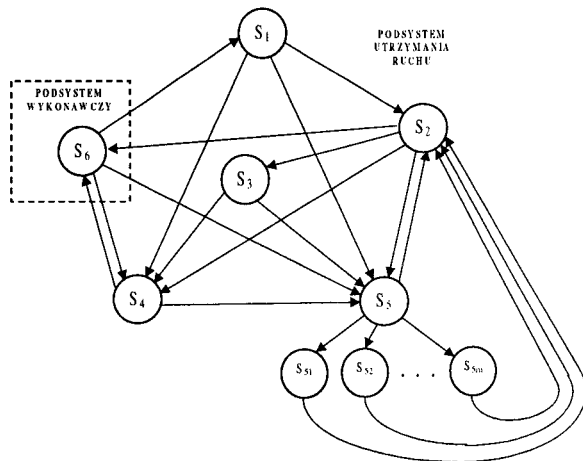
S_{57} – Stan realizacji odnowy nadwozia (NA)

S_{58} – Stan realizacji odnowy układu elektrycznego (UE)

S_{59} – Stan realizacji odnowy układu zasilania sprężonym powietrzem (ZP)

S_{510} – Stan realizacji odnowy układów pozostałych (IN)

Na tej podstawie został zbudowany wynikowy graf zmian stanów procesu eksploatacji, przedstawiony na rysunku 2.



Rys. 2. Graf skierowany odwzorowania procesu eksploatacji transportu miejskiego

4. SKUTECZNOŚĆ WYKONYWANYCH NAPRAW

W celu oceny wykonywanych napraw w systemie transportu miejskiego, został wprowadzony wskaźnik skuteczności wykonywanych napraw, zdefiniowany poniżej za pomocą wzorów. Ocena skuteczności wykonywania napraw obiektów technicznych (autobusów), eksploatowanych w analizowanym systemie transportu miejskiego, dotyczy poszczególnych układów autobusu. Z tego powodu statystyczny autobus miejski został zdekomponowany na j układów, $j = 1, 2, \dots, m$.

Wprowadzając następujące oznaczenia:

$L(t)$ – sumaryczna liczba uszkodzeń badanych autobusów do chwili t , opisana zależnością:

$$L(t) = \sum_j L_{S_j}(t), \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (1)$$

$L_{5j}(t)$ – liczba uszkodzeń j -tego układu do chwili t , opisana zależnością:

$$L_{5j}(t) = L_{5j}^Z(t) + L_{5j}^P(t), \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (2)$$

gdzie:

$L_{5j}^Z(t)$ – liczba uszkodzeń j -tego układu do chwili t , spowodowanych niewłaściwą jakością wykonania poprzedniej naprawy,

$L_{5j}^P(t)$ – liczba uszkodzeń j -tego układu, powstałych do chwili t z przyczyn innych niż niewłaściwa jakość wykonania poprzedniej naprawy.

Zarówno wartości $L_{5j}^Z(t)$ oraz $L_{5j}^P(t)$ wyznaczane są w trakcie tzw. diagnozowania przednaprawczego, realizowanego na stanowisku diagnostycznym S_4 przed naprawą każdego uszkodzonego układu autobusów.

Wówczas wskaźnik skuteczności wykonywania napraw j -tego układu autobusu opisany jest zależnością:

$$U_{5j}(t) = \frac{L_{5j}(t) - L_{5j}^Z(t)}{L_{5j}(t)} = \frac{L_{5j}^P(t)}{L_{5j}(t)}, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (3)$$

Dodatkowo zostały wprowadzone następujące wielkości, charakteryzujące omawiany system transportowy:

$\pi_{5j}(t)$ – prawdopodobieństwo tego, że spośród m układów autobusu uszkodzi się j -ty układ, opisane zależnościami:

$$\pi_{5j}(t) = \frac{L_{5j}(t)}{L(t)} = \frac{L_{5j}^Z(t) + L_{5j}^P(t)}{L(t)}, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (4)$$

lub

$$\pi_{5j}(t) = \pi_{5j}^Z(t) + \pi_{5j}^P(t), \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (5)$$

gdzie:

$\pi_{5j}^Z(t)$ – prawdopodobieństwo tego, że spośród m układów autobusu uszkodzi się j -ty układ oraz uszkodzenie to będzie spowodowane niewłaściwą jakością wykonania poprzedniej naprawy, opisane zależnością:

$$\pi_{5j}^Z(t) = \frac{L_{5j}^Z(t)}{L(t)}, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (6)$$

$\pi_{5j}^P(t)$ – prawdopodobieństwo tego, że spośród m układów autobusu uszkodzi się j -ty układ oraz uszkodzenie to będzie spowodowane innymi przyczynami niż niewłaściwa jakość wykonania poprzedniej naprawy, opisane zależnością:

$$\pi_{5j}^P(t) = \frac{L_{5j}^P(t)}{L(t)}, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (7)$$

$F_{5j}(t)$ – prawdopodobieństwo uszkodzenia autobusu do chwili t oraz, że uszkodzonym układem będzie j -ty układ autobusu, opisane zależnością:

$$F_{5j}(t) = \pi_{5j}(t) \cdot F(t), \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (8)$$

gdzie:

$F(t)$ – prawdopodobieństwo uszkodzenia autobusu do chwili t , opisane zależnością:

$$F(t) = \frac{L(t)}{N} \quad (9)$$

gdzie:

N – liczba wszystkich autobusów w systemie,

lub

$$F_{5j}(t) = \frac{L_{5j}(t)}{L(t)} \cdot \frac{L(t)}{N} = \frac{L_{5j}(t)}{N}, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (10)$$

Wówczas wskaźnik skuteczności wykonywania napraw j -tego układu autobusu opisany jest zależnościami:

$$U_{5j}(t) = \frac{\pi_{5j}(t) - \pi_{5j}^Z(t)}{\pi_{5j}(t)} = \frac{\pi_{5j}^P(t)}{\pi_{5j}(t)}, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (11)$$

$$U_{5j}(t) = \frac{F_{5j}(t) - F_{5j}^Z(t)}{F_{5j}(t)} = \frac{F_{5j}^P(t)}{F_{5j}(t)}, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (12)$$

gdzie:

$F_{5j}^Z(t)$ – prawdopodobieństwo uszkodzenia j -tego układu autobusu do chwili t oraz, że uszkodzenie to będzie spowodowane niewłaściwą jakością wykonania poprzedniej naprawy, opisane zależnością:

$$F_{5j}^Z(t) = \frac{L_{5j}^Z(t)}{N}, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (13)$$

$F_{5j}^P(t)$ – prawdopodobieństwo uszkodzenia j -tego układu autobusu do chwili t oraz, że uszkodzenie to będzie spowodowane innymi przyczynami niż niewłaściwa jakość wykonania poprzedniej naprawy, opisane zależnością:

$$F_{5j}^P(t) = \frac{L_{5j}^P(t)}{N}, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (14)$$

5. WYZNACZENIE GOTOWOŚCI SYSTEMU TRANSPORTU MIEJSKIEGO

Każdemu łukowi grafu przedstawionego na rys. 2, łączącemu dwa stany odpowiada wartość prawdopodobieństwa p_{ij} przejścia procesu $X(t)$ ze stanu $i = 1, 2, 3, 4, 5, 5_1, 5_2, \dots, 5_{10}, 6$ do stanu $j = 1, 2, 3, 4, 5, 5_1, 5_2, \dots, 5_{10}, 6$, według wzoru:

$$p_{ij} = \frac{n_{ij}}{n_i}, \quad i, j = 1, 2, \dots; \quad i \neq j \quad (15)$$

$$p_{ii} = 0, \quad i = 1, 2, \dots \quad (16)$$

gdzie:

n_{ij} – liczba przejść procesu $X(t)$ ze stanu i do stanu j w czasie obserwacji T , według zależności:

$$n_{ij} = N_{ij}(T), \quad i, j = 1, 2, \dots; \quad i \neq j \quad (17)$$

$$n_{ii} = N_{ii}(T) = 0, \quad i = 1, 2, \dots \quad (18)$$

gdzie:

$N_{ij}(T)$ – estymator liczby przejść procesu $X(t)$ ze stanu i do stanu j w czasie obserwacji T ,

n_i – sumaryczna liczba wyjść procesu $X(t)$ ze stanu i w czasie T , według zależności:

$$n_i = N_i(T) = \sum_{j \neq i}^m N_{ij}(T), \quad i = 1, 2, \dots \quad (19)$$

gdzie:

$N_i(T)$ – estymator sumarycznej liczby wyjść procesu $X(t)$ ze stanu i w czasie T .

Prawdopodobieństwa p_{ij} przejść procesu ze stanu $i = 5$ do stanów $j = 5_1, 5_2, \dots, 5_{10}$ zostały oznaczone:

$$p_{5.51} = q_1;$$

$$p_{5.52} = q_2;$$

.

.

.

$$p_{5.510} = q_{10}.$$

Na podstawie grafu skierowanego przedstawionego na rys. 2 została wyznaczona macierz prawdopodobieństw przejść P :

$$P = \begin{bmatrix} 0 & p_{12} & 0 & p_{14} & p_{15} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & p_{23} & p_{24} & p_{25} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & p_{26} \\ 0 & 0 & 0 & p_{34} & p_{35} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & p_{45} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & p_{46} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & q_1 & q_2 & q_3 & q_4 & q_5 & q_6 & q_7 & q_8 & q_9 & q_{10} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ p_{61} & 0 & 0 & p_{64} & p_{65} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (20)$$

Zakładamy, że modelem procesu eksploatacji autobusów jest jednorodny proces Markowa $X(t)$. Proces $X(t)$ ma skończoną przestrzeń fazową $S = \{1, 2, 3, 4, 5, 5_1, 5_2, \dots, 5_{10}, 6\}$. Wówczas wyróżnić można następujące stany procesu $X(t)$:

$X(t)=1$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie uzupełniania paliwa;

$X(t)=2$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie realizacji obsługi codziennej;

$X(t)=3$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie realizacji obsługi technicznej;

$X(t)=4$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie diagnozowania;

$X(t)=5$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie przełączającym;

$X(t)=5_1$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie naprawy silnika z osprzętem;

$X(t)=5_2$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie naprawy układu przeniesienia napędu;

$X(t)=5_3$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie naprawy układu kierowniczego;

$X(t)=5_4$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie naprawy układu hamulcowego;

$X(t)=5_5$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie naprawy układu zawieszenia;

$X(t)=5_6$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie naprawy układu jezdowego;

$X(t)=5_7$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie naprawy nadwozia;

$X(t)=5_8$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie naprawy układu elektrycznego;

$X(t)=5_9$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie naprawy układu zasilania sprężonym powietrzem;

$X(t)=5_{10}$, to w chwili t autobus znajduje się w stanie naprawy układów pozostałych;

$X(t)=6$, to w chwili t autobus znajduje się w podsystemie wykonawczym.

Oznaczmy przez $p_i(t) = P\{X(t)=i\}$ prawdopodobieństwo tego, że w chwili t proces $X(t)$ znajduje się w i -tym stanie. Zakładamy, że w chwili początkowej $t=0$ proces $X(t)$ znajduje się w stanie S_6 (stan S_6 jest stanem początkowym procesu). Wówczas rozkład początkowy ma następującą postać:

$$p_6(t) = P\{X(0)=6\} = 1;$$

$$p_i(t) = P\{X(0)=i\} = 0, \quad i = 1, 2, 3, 4, 5, 5_1, 5_2, \dots, 5_{10}. \quad (21)$$

Intensywności przejść między poszczególnymi stanami procesu $X(t)$ zostały przedstawione za pomocą macierzy Λ :

$$\Lambda = \begin{bmatrix} -\lambda_{11} & \lambda_{12} & 0 & \lambda_{14} & \lambda_{15} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -\lambda_{22} & \lambda_{23} & \lambda_{24} & \lambda_{25} & 0 & 0 & & 0 & \lambda_{26} \\ 0 & 0 & -\lambda_{33} & \lambda_{34} & \lambda_{35} & 0 & 0 & & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\lambda_{44} & \lambda_{45} & 0 & 0 & & 0 & \lambda_{46} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\lambda_{55} & \lambda_{51} & \lambda_{52} & & \lambda_{510} & 0 \\ 0 & \mu_1 & 0 & 0 & 0 & -\mu_1 & 0 & & 0 & 0 \\ 0 & \mu_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\mu_2 & & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ 0 & \mu_{10} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & -\mu_{10} & 0 \\ \lambda_{61} & 0 & 0 & \lambda_{64} & \lambda_{65} & 0 & 0 & & 0 & -\lambda_{66} \end{bmatrix} \quad (22)$$

Wykonanie obliczeń polegających na wyznaczeniu kolejnych potęg macierzy P umożliwiło sformułowanie następującego wniosku:

Wniosek 1: Dla analizowanego procesu Markowa zachodzi twierdzenie ergodyczne, tzn. istnieją granice:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} p_i(t) = p_i^*, \text{ dla } i = 1, 2, \dots, 6. \quad (23)$$

Jednocześnie dla tak wyznaczonych prawdopodobieństw granicznych spełnione są następujące warunki:

$$\sum_{i=1}^6 \lambda_{ij} \cdot p_i^* = 0, \text{ dla } j = 1, 2, \dots, 6; \quad (24)$$

$$\sum_{i=1}^6 p_i^* = 1. \quad (25)$$

Na podstawie macierzy intensywności przejść Λ został zbudowany układ równań liniowych (26) spełniający warunek (24):

$$\left\{ \begin{array}{l} -\lambda_{11} \cdot p_1^* + \lambda_{61} \cdot p_6^* = 0 \\ \lambda_{12} \cdot p_1^* - \lambda_{22} \cdot p_2^* + \mu_1 \cdot p_{51}^* + \mu_2 \cdot p_{52}^* + \dots + \mu_{10} \cdot p_{510}^* = 0 \\ \lambda_{23} \cdot p_2^* - \lambda_{33} \cdot p_3^* = 0 \\ \lambda_{14} \cdot p_1^* + \lambda_{24} \cdot p_2^* + \lambda_{34} \cdot p_3^* - \lambda_{44} \cdot p_4^* + \lambda_{64} \cdot p_6^* = 0 \\ \lambda_{15} \cdot p_1^* + \lambda_{25} \cdot p_2^* + \lambda_{35} \cdot p_3^* + \lambda_{45} \cdot p_4^* - \lambda_{55} \cdot p_5^* + \lambda_{65} \cdot p_6^* = 0 \\ \lambda_{q1} \cdot p_5^* - \mu_1 \cdot p_{51}^* = 0 \\ \lambda_{q2} \cdot p_5^* - \mu_2 \cdot p_{52}^* = 0 \\ \dots \\ \lambda_{q10} \cdot p_5^* - \mu_{10} \cdot p_{510}^* = 0 \\ \lambda_{26} \cdot p_2^* + \lambda_{46} \cdot p_4^* - \lambda_{66} \cdot p_6^* = 0 \end{array} \right. \quad (26)$$

Układ równań (26) jest układem zależnym. Oznacza to, że dla rozwiązania tego układu jedno z równań układu (np. równanie piąte) należy zastąpić warunkiem normalizacyjnym (25). Wówczas układ równań (26) został zapisany w postaci macierzowej:

$$\begin{bmatrix} -\lambda_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & \lambda_{61} \\ \lambda_{12} & -\lambda_{22} & 0 & 0 & 0 & \mu_1 & \mu_2 & & \mu_{10} & 0 \\ 0 & \lambda_{23} & -\lambda_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & & 0 & 0 \\ \lambda_{14} & \lambda_{24} & \lambda_{34} & -\lambda_{44} & 0 & 0 & 0 & & 0 & \lambda_{64} \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda_{55} & -\mu_1 & 0 & & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda_{52} & 0 & -\mu_2 & & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda_{q10} & 0 & 0 & & -\mu_{10} & 0 \\ 0 & \lambda_{26} & 0 & \lambda_{46} & 0 & 0 & 0 & & 0 & -\lambda_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1^* \\ p_2^* \\ p_3^* \\ p_4^* \\ p_5^* \\ p_{51}^* \\ p_{52}^* \\ \dots \\ p_{510}^* \\ p_6^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ \dots \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (27)$$

W wyniku rozwiązania układu (27) otrzymano prawdopodobieństwa graniczne p_i^* przebywania

w stanach S_i dla procesu Markowa $X(t)$, opisane następującymi zależnościami:

$$p_1^* = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_{11}}{\lambda_{61}} - \frac{b}{a} \left(1 + \frac{\lambda_{33}}{\lambda_{23}} \right) + d + c} \quad (28)$$

$$p_2^* = -p_1^* \frac{\lambda_{33} \cdot b}{\lambda_{23} \cdot a} \quad (29)$$

$$p_3^* = -p_1^* \frac{b}{a} \quad (30)$$

$$p_4^* = p_1^* \cdot d \quad (31)$$

$$p_{51}^* = p_1^* \frac{\lambda_{q1} \cdot c}{\mu_1} \quad (32)$$

$$p_{52}^* = p_1^* \frac{\lambda_{q2} \cdot c}{\mu_2} \quad (33)$$

$$\dots \\ \dots \\ \dots \\ p_{510}^* = p_1^* \frac{\lambda_{q10} \cdot c}{\mu_{10}} \quad (41)$$

$$p_6^* = p_1^* \frac{\lambda_{11}}{\lambda_{61}} \quad (42)$$

gdzie:

$$a = \lambda_{34} + \frac{\lambda_{24} \cdot \lambda_{33}}{\lambda_{23}} + \frac{\lambda_{26} \cdot \lambda_{33} \cdot \lambda_{44}}{\lambda_{23} \cdot \lambda_{46}} \quad (43)$$

$$b = \lambda_{14} + \frac{\lambda_{64} \cdot \lambda_{11}}{\lambda_{61}} - \frac{\lambda_{11} \cdot \lambda_{44} \cdot \lambda_{66}}{\lambda_{61} \cdot \lambda_{46}} \quad (44)$$

$$c = - \left(\frac{b \cdot \lambda_{22} \cdot \lambda_{33}}{a \cdot \lambda_{23} \cdot \sum_{i=1}^{10} \lambda_{qi}} + \frac{\lambda_{12}}{\sum_{i=1}^{10} \lambda_{qi}} \right) \quad (45)$$

$$d = \frac{\lambda_{11} \cdot \lambda_{66}}{\lambda_{61} \cdot \lambda_{46}} + \frac{b \cdot \lambda_{26} \cdot \lambda_{33}}{a \cdot \lambda_{23} \cdot \lambda_{46}} \quad (46)$$

W ogólnym przypadku, dla wyznaczonych prawdopodobieństw granicznych p_i^* przebywania w stanach S_i procesu Markowa $X(t)$, gotowość systemu eksploatacji wyznaczyć można ze wzoru przedstawionego zależnością:

$$G = \sum_{i \in E^+} p_i^*, \quad i = 1, 2, \dots \quad (47)$$

gdzie:

E^+ - zbiór stanów procesu, zaliczanych do stanów gotowości do działania w systemie eksploatacji.

6. PODSUMOWANIE

1. Przedstawiona metoda umożliwia wyznaczenie gotowości systemu

transportowego z uwzględnieniem skuteczności realizowanych napraw.

2. Skuteczność napraw oceniana jest na podstawie wartości wskaźnika skuteczności realizacji napraw poszczególnych układów autobusów eksploatowanych w systemie transportu miejskiego.
3. Wyznaczenie wartości wskaźnika skuteczności realizacji napraw możliwe jest na podstawie diagnozy przednaprawczej, określającej przyczyny powstania uszkodzeń układów autobusów.
4. Zwiększenie gotowości systemu transportowego można uzyskać przez poprawę skuteczności wykonywanych napraw na stanowiskach podsystemu utrzymania ruchu. Dlatego proponuje się:
 - wprowadzenie procesów diagnostycznych, zarówno przed naprawą jak i po naprawie, o szerszym zakresie i dla wszystkich uszkodzonych (naprawionych) układów autobusów,
 - weryfikację, na podstawie wartości wskaźnika skuteczności realizowanych napraw, kwalifikacji pracowników podsystemu utrzymania ruchu,
 - zwiększenie kwalifikacji pracowników podsystemu utrzymania ruchu przez ich kształcenie lub wymianę na pracowników o wyższych kwalifikacjach.

7. LITERATURA

- [1] Będkowski L.: Elementy diagnostyki technicznej. WAT, Warszawa 1992
- [2] Bobrowski D.: Modele i metody matematyczne teorii niezawodności w przykładach i zadaniach. WNT, Warszawa 1985
- [3] Iosifescu M.: Skończone procesy Markowa i ich zastosowania. PWN, Warszawa 1988
- [4] Praca zbiorowa pod redakcją J. Migdalskiego: Inżynieria niezawodności – Poradnik. ATR Bydgoszcz, ZETOM, Warszawa 1992
- [5] Praca zbiorowa pod redakcją И. А. Ушакова: Надежность технических систем – Справочник. Радио и Связь, Moskwa 1985
- [6] Sołowiew A. D.: Analityczne metody w teorii niezawodności. WNT, Warszawa 1983
- [7] Woropay M.: Diagnostyka a niezawodność systemów technicznych. Postępy Cybernetyki, Ossolineum, Zeszyt 2/1983
- [8] Woropay M.: Ocena istotności czynników w procesie modelowania jako wielokrotne zadanie diagnostyczne. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn PAN, Warszawa 1992
- [9] Żurek J.: Problemy gotowości techniki lotniczej. Rozdział 13. Praca zbiorowa: Problemy badań i eksploatacji techniki lotniczej. Tom 2. Wydawnictwo ITWL, Warszawa 1993



Prof. dr hab. inż. **Maciej Woropay** jest kierownikiem Katedry Eksploatacji Maszyn Wydziału Mechanicznego Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy.

W pracy naukowej zajmuje się problemami dotyczącymi teorii systemów, teorii niezawodności i bezpieczeństwa i sterowania procesami eksploatacji w złożonych systemach biotechnicznych, a w szczególności sterowaniem tymi procesami w systemach transportu miejskiego.

Jest autorem i współautorem ponad 100 prac naukowych opublikowanych w kraju i za granicą, autorem podręczników i skryptów akademickich, promotorem ponad 120 prac magisterskich i inżynierskich oraz prac doktorskich.



Mgr inż. **Klaudiusz Migawa** jest asystentem w Katedrze Eksploatacji Maszyn Wydziału Mechanicznego Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy.

W pracy naukowej zajmuje się problemami dotyczącymi modelowania procesów i systemów eksploatacji oraz sterowania procesami eksploatacji realizowanymi w złożonych systemach eksploatacji. Prowadzi badania dotyczące zagadnień gotowości systemów eksploatacji środków transportu miejskiego i realizuje badania eksploatacyjne tych systemów.

ANALIZA PORÓWNAWCZA ROCZNYCH KOSZTÓW ZAKUPU OLEJU SILNIKOWEGO W ZALEŻNOŚCI OD JEGO RESURSU, NA PRZYKŁADZIE SYSTEMU AUTOBUSOWEJ KOMUNIKACJI MIEJSKIEJ

Maciej WOROPAY, Adam BUDZYŃSKI, Klaudiusz MIGAWA
Katedra Eksploatacji Maszyn, Wydział Mechaniczny
Akademia Techniczno – Rolnicza, ul. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz,
fax: (52) 3408495, e-mail: kem@mail.atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono wyniki analizy rocznych kosztów zakupu oleju silnikowego w wybranym systemie autobusowej komunikacji miejskiej, w zależności od stosowanej strategii wymian oleju. Zmianę strategii wymian oleju silnikowego zaproponowano na podstawie wyników badań własności smarnych tego oleju. Badania dotyczyły zmian własności smarnych, lepkości kinematycznej, liczby zasadowej oraz koncentracji w oleju produktów zużycia powierzchni roboczych elementów silników. Dla obydwu strategii (dotychczasowej i proponowanej) wyznaczono roczne koszty zakupu oleju silnikowego.

Słowa kluczowe: olej silnikowy, koszty eksploatacyjne, system transportowy, reśurs.

COMPARATIVE ANALYSIS OF YEAR-LONG EXPENCES OF ENGINE OIL PURCHASE DEPENDING ON OIL'S LIFE-TIME, ILLUSTRATED WITH THE EXAMPLE OF THE URBAN BUS TRANSPORT SYSTEM

Summary

The paper presents results of analysis of year-long expences of engine oil purchase in the chosen urban bus transport system, depending on applied maintenance strategy of the oil replacement. The brand new strategy of the oil replacement was suggested on the basis of results of our own experiments, that were connected with changes of oil lubrication properties, kinematic viscosity, OH factor and oil pollution caused by engine's working surfaces damages. All year-long expences of engine-oil purchase were found for both previous and suggested maintenance strategies.

1. WPROWADZENIE

Czas eksploatacji olejów smarujących jest w większości przypadków ściśle określony. Jednym z głównych powodów wycofywania olejów z eksploatacji jest ich nadmierne zanieczyszczenie produktami stałymi. W olejach gromadzą się nierozpuszczalne produkty zużycia tribologicznego powierzchni roboczych maszyn, pyły z atmosfery oraz produkty starzenia, które powstają w wyniku utleniania, rozkładu i polimeryzacji zawartych w nich węglowodorów i dodatków uszlachetniających. Rodzaj i intensywność procesów starzenia (w szczególności intensywność gromadzenia się zanieczyszczeń) zależą od jakości czynników smarujących oraz warunków ich eksploatacji. Skutkiem procesu wchłaniania zanieczyszczeń jest trwała zmiana składu chemicznego czynników smarujących, powodująca utratę własności smarnych. Zużycie olejów w silnikach, powoduje wyczerpywanie rezerwy alkalicznej, powstawanie silnie stężonych agresywnych kwasów oraz wzrost intensywności zużycia tribologicznego elementów roboczych silników.

W systemach transportowych, a w szczególności w Miejskich Zakładach Komunikacyjnych, wymiany olejów silnikowych w autobusach dokonuje się na podstawie ustalonego przebiegu kilometrowego, zgodnie ze stosowaną strategią wg potencjału eksploatacyjnego (reśursu). Oznacza to, że po osiągnięciu założonego przebiegu kilometrowego, oleje są wymieniane niezależnie od ich rzeczywistego stanu. Na podstawie analizy wyników zrealizowanych badań, zamieszczonych w opracowaniu, stwierdzono, że wymiany środków smarujących dokonuje się przeważnie zbyt wcześnie tj. w chwili, kiedy ich własności smarne są jeszcze na zadowalającym poziomie. Przyczyną stosowania wspomnianej strategii jest brak tanich i prostych metod diagnozowania stanu olejów silnikowych podczas ich eksploatacji.

Z uwagi na powyższe, w niniejszym opracowaniu zaproponowano zmianę wartości reśursu pracy olejów na podstawie wartości ich rzeczywistych wskaźników tribologicznych. Aby ustalić wartość, o jaką można zwiększyć dotychczasowe przebiegi pojazdów, między wymianami oleju, niezbędne jest dokładne

wyznaczenie składu chemicznego oleju, po ustalonych przebiegach.

2. PROCES POWSTAWANIA ZANIECZYSZCZEŃ W OLEJACH SILNIKOWYCH

Do zanieczyszczania olejów dochodzi podczas ich wytwarzania oraz eksploatacji. Koncentracja zanieczyszczeń oleju silnikowego zależy od stanu technicznego i warunków eksploatacji silnika, rodzaju i stanu układu filtracji, rodzaju stosowanego oleju, ilości jego dolewek oraz rodzaju stosowanego paliwa. Do zanieczyszczeń przedostających się z zewnątrz do olejów silnikowych zalicza się:

- cząstki pyłu i piasku przenikające do oleju przez układ zasilania silnika wraz z powietrzem i paliwem, przez układ wentylacji silnika i różnego rodzaju nieszczelności, podczas zalewania świeżego oleju oraz w czasie prac obsługowych,
- wodę przenikającą z powietrzem, paliwem i świeżym olejem.

Czynniki zanieczyszczające, które generowane są w silnikach, to:

- cząstki metalu, ścier szlifierski, pył i piasek obecne w silnikach po procesie wytwarzania lub w wyniku niewłaściwej eksploatacji,
- cząstki paliwa,
- produkty niepełnego spalania w stanie stałym (cząstki sadzy, nagarów itp.) oraz w stanie ciekłym (m.in. woda i kwas),
- produkty przemian chemicznych oleju – utleniania, rozkładu termicznego i polimeryzacji związków węglowodorowych zawartych w oleju,
- ciecz chłodząca, przedostająca się do układu smarowania.

Powstawanie zanieczyszczeń i przemian chemicznych olejów spowodowane jest działaniem wysokich temperatur i tlenu na cienką warstewkę filmu olejowego usytuowanego na gładziach tulei cylindrowych, pierścieniach tłokowych i na powierzchniach bocznych tłoków. W zanieczyszczeniach oleju silnikowego, udział cząstek stałych w olejach pracujących w silnikach z ZI, nie przekracza 0,6%, a w olejach stosowanych w silnikach z ZS około 1,0%. Największą frakcją zanieczyszczeń stałych, występujących w olejach silnikowych, są zanieczyszczenia o gabarytach od 1 do 3 μm . Po filtrowaniu oleju zawartość drobnych cząsteczek, o gabarytach od 1 do 2 μm wynosi ok. 40% wszystkich zanieczyszczeń stałych. Na ogół przyjmują się, że od 75% do 96% stałych zanieczyszczeń olejów silnikowych posiada rozmiary mniejsze, niż 3 μm , a 99% cząstek stałych, mniejsze, niż 10 μm .

3. CEL OPRACOWANIA

Celem opracowania jest wyznaczenie zysku, uzyskanego dzięki zmianie strategii wymiany oleju

silnikowego w autobusach eksploatowanych w Miejskich Zakładach Komunikacyjnych w wybranej aglomeracji miejskiej. Analiza zysku polega na porównaniu kosztów zakupu oleju silnikowego, wynikających ze stosowania dotychczasowej strategii eksploatacyjnej i porównaniu ich z kosztami, jakie należy ponieść w wyniku zastosowania zaproponowanej strategii, polegającej na przedłużeniu resursu czynników smarujących na podstawie rzeczywistego stanu oleju. Informacje dotyczące rzeczywistego stanu oleju uzyskano na podstawie dokładnych badań diagnostycznych.

4. OBIEKT BADAŃ

Obiektem badań jest system miejskiego transportu autobusowego w wybranej aglomeracji miejskiej. W analizowanym systemie miejskiego transportu autobusowego eksploatuje się 213 pojazdów następujących marek: Volvo, Man, Jelcz oraz Ikarus. Przebadano próbki substancji smarujących, pochodzące z 11 wybranych pojazdów, tj.:

- | | |
|--------------------|------------------------|
| - Volvo B10MA | - przebieg 395.000 km, |
| - Volvo B10BLE | - przebieg 370.000 km, |
| - Volvo B10BLE 6*2 | - przebieg 40.000 km, |
| - Volvo B10L | - przebieg 230.000 km, |
| - Volvo B10LA | - przebieg 260.000 km, |
| - Ikarus 280/70B | - przebieg 250.000 km, |
| - Jelcz LO90M | - przebieg 82.000 km, |
| - Jelcz M181MB | - przebieg 350.000 km, |
| - Jelcz M181MB | - przebieg 145.000 km, |
| - Jelcz M181M | - przebieg 130.000 km, |
| - Ikarus 280 | - przebieg 85.000 km. |

W badanych pojazdach dokonano wymian olejów smarujących, a następnie sprawdzono ich skład chemiczny i fizyczny po wymianie oraz po jednakowych, ustalonych przebiegach od chwili wymiany: 500, 10.000 oraz 20.000 km.

4.1. Oleje silnikowe stosowane w badanym systemie transportowym

W badanym systemie transportowym do smarowania silników stosuje się dwa rodzaje oleju firmy VECO: Challenger SHPD oraz Super Motor Oil HD-C IL Turbo CE/SF.

Olej silnikowy VECO Challenger SHPD, to wysokiej jakości wielosezonowy olej przeznaczony do stosowania w czterosurowych silnikach z ZS, doładowanych i turbodoładowanych. Olej SHPD zapewnia bardzo dobre własności użytkowe w zróżnicowanych warunkach pracy silnika i spełnia bardzo rygorystyczne wymagania producentów samochodów.

Olej VECO Super Motor Oil HD-C IL Turbo CE/SF to wielosezonowy, uniwersalny olej silnikowy, przeznaczony do stosowania w czterosurowych silnikach z ZS z turbo-

doładowaniem, pracujących w trudnych warunkach oraz w silnikach z zapłonem iskrowym. Oleje klasy CE/SF zapewniają dobre własności użytkowe w zróżnicowanych warunkach pracy silnika.

5. WYNIKI BADAŃ

Wyniki badań próbek olejów smarujących przedstawiono w tabelach 1 i 2. Podczas diagnozowania olejów smarujących przeprowadzono następujące doświadczenia:

- badania własności smarnych, tj ustalenie wartości obciążenia zespawania P_z , wartości obciążenia niezacierającego P_n oraz wartości współczynnika zużycia pod obciążeniem I_h ,
- ustalenie wartości współczynnika lepkości kinematycznej oraz wartości liczby kwasowej,
- badania koncentracji produktów tribologicznego zużywania się powierzchni roboczych elementów silników, które polegały na ustaleniu zawartości Fe, Al, Cu, Pb i Cr w próbkach olejów.

6. PROPOZYCJA NOWEJ STRATEGII WYMIANY OLEJU SILNIKOWEGO

Obecnie stosowana strategia eksploatacyjna dotycząca wymiany olejów silnikowych polega na ich wymianie, co ściśle określoną wartość przebiegu pojazdów autobusowych, począwszy od chwili ostatniej wymiany olejów.

Wartości przebiegów pojazdów autobusowych będące wyznacznikiem realizacji decyzji o podjęciu wymiany olejów smarujących, które stosowane są w obecnej strategii eksploatacyjnej, są zasugerowane przez producentów pojazdów autobusowych.

Na podstawie analizy wyników badań, opracowano nową strategię wymiany oleju silnikowego w autobusach eksploatowanych w Miejskich Zakładach Komunikacyjnych w wybranej aglomeracji miejskiej.

W autobusach eksploatowanych w analizowanym systemie autobusowej komunikacji miejskiej zaproponowano zwiększenie rezerwy oleju silnikowego na podstawie monitorowania wartości parametrów określających stan oleju, zawartych w tabelach 1 oraz 2.

7. ANALIZA ZMNIEJSZENIA KOSZTÓW WYNIKAJĄCYCH ZE ZMIANY STRATEGII EKSPLOATACYJNEJ WYMIANY OLEJÓW SILNIKOWYCH

Pierwszym etapem analizy ekonomicznej było oszacowanie średniego rocznego przebiegu dla statystycznego autobusu, eksploatowanego w Miejskim Zakładzie Komunikacyjnym w wybranej aglomeracji miejskiej.

Zakłada się, że przeciętny autobus przejeżdża dziennie, kursując na zmianie krótkiej, od 100÷150

km, natomiast kursując na zmianie długiej: 250÷350 km. Uśredniając te wartości można przyjąć, że średni roczny przebieg autobusu to ok. 80 000 km. Obliczenia kosztów wymiany oleju przeprowadzono zarówno w przypadku dotychczasowej strategii eksploatacyjnej, jak i strategii zaproponowanej. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabelach 3 i 4.

Wskaźnik zmniejszenia kosztów wynikający ze zmiany strategii wymiany olejów zdefiniowano jako iloraz poniesionych kosztów na wymianę oleju według dotychczasowej strategii do kosztów ponoszonych przy wdrożeniu nowej strategii. Wartości tego wskaźnika dla poszczególnych typów eksploatowanych autobusów przedstawiono w tabeli 5. W wyniku zastosowania proponowanej strategii eksploatacyjnej osiągnięto prawie dwukrotne (1,9) zmniejszenie kosztów ponoszonych na zakup oleju silnikowego w analizowanym systemie transportu miejskiego.

8. WNIOSKI

1. Na podstawie analizy wyników badań tribologicznych możliwe jest przedłużenie rezerwy olejów silnikowych stosowanych w pojazdach autobusowych, eksploatowanych w Miejskich Zakładach Komunikacyjnych w wybranej aglomeracji miejskiej.
2. Przedłużanie okresów pomiędzy wymianami olejów silnikowych umożliwia znaczne obniżenie poniesionych w tym celu kosztów.
3. Produkty zużycia gromadzące się w oleju smarowym są nośnikiem informacji diagnostycznej.
4. Rozszerzając zakres badań olejów w połączeniu z systematycznym sprawdzaniem wartości najważniejszych parametrów świadczących o zdatności, można wyznaczyć chwilę, w której olej przestaje spełniać swoją funkcję w silniku spalinowym.

9. LITERATURA

- [1] Michałowska J.: Paliwa, oleje, smary, WKiŁ Warszawa 1977
- [2] Hebda M., Wachal A.: Trybolgia, WNT Warszawa 1980
- [3] Bieńczyk K., Lewitowicz J.: Ocena stanu technicznego systemów tribologicznych silników lotniczych i przekładni na podstawie produktów zużywania. Problemy badań i eksploatacji techniki lotniczej. Tom 4. Wydawnictwo ITWL, Warszawa 1999
- [4] Janecki J.: Badanie procesu zużycia silnika spalinowego w oparciu o analizę osadów w filtrze olejowym. Rozprawa doktorska, Sulejówek 1988
- [5] Kosicki J., Leszek W., Leszek W.: O racjonalnym okresie wymiany oleju w wysoko- i średnio- i niskoprężnych silnikach autobusów, Zeszyty

- Naukowe Politechniki Poznańskiej: Maszyny Robocze i Pojazdy Nr 25, Poznań 1985
- [6] Sobańska-Górska K.: Eksploatacyjna weryfikacja przydatności przyrządu Lubri, Sensor do szybkiego określania optymalnego czasu pracy oleju silnikowego. Biuletyn Informacyjny Instytutu Transportu Samochodowego Nr 2, Warszawa 1996
- [7] Merkisz J.: Wymagania stawiane olejom silnikowym przez współczesne szybkoobrotowe silniki spalinowe. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej: Maszyny Robocze i Pojazdy Nr 39, Poznań 1993
- [8] Lawrowski Z.: Technika smarowania. PWN, Warszawa 1987
- [9] Dudek A.: Oleje smarowe Rafinerii Gdańskiej. Met-Press Gdańsk 1997
- [10] Laber S.: Laber A., Niedziela N.: Ocena zmian w procesie eksploatacji wybranych właściwości oleju silnikowego CE/SF SAE 15W/40 modyfikowanego dodatkiem MILITEC-1. Problemy Maszyn Roboczych. Zeszyt 15, ITE Radom 2000
- [11] Laber S.: Laber A., Cedro K.: Badania w zakresie nowej technologii wymiany oleju w silnikach spalinowych. Problemy Maszyn Roboczych. Zeszyt 15. ITE Radom 2000
- [12] Woropay M.: Podstawy racjonalnej eksploatacji maszyn, Radom 1996

Tab. 1. Wartości lepkości, parametrów smarości oraz liczby kwasowej badanych olejów

Nr boczny	Marka i typ autobusu	Nr próbki	Przebieg po wymianie oleju [km]	Właściwości smarne wg PN-C-04147 : 1976			Lepkość kinematyczna w 100°C [mm/s ²]	Liczba kwasowa [mg KOH/g]
				Pn [kN]	P _r [kN]	lh[kN]		
2461	VOLVO B10MA	1	500	0,98	2,45	0,44	13,45	2,65
		2	10000	0,98	3,09	0,46	13,06	2,72
		3	20000	0,98	3,09	0,46	12,83	2,85
2704	VOLVO B10BLE	4	500	0,98	2,45	0,43	13,58	2,45
		5	10000	0,78	2,45	0,37	12,84	2,48
		6	20000	0,98	2,45	0,44	12,44	2,32
2788	VOLVO B10BLE 6*2	7	500	0,98	2,45	0,44	13,38	2,5
		8	10000	0,98	2,45	0,44	12,70	2,32
		9	20000	0,98	2,45	0,44	12,24	2,32
3771	VOLVO B10L	10	10000	0,98	2,45	0,44	13,31	2,65
		11	20000	0,98	2,45	0,44	13,25	2,22
3458	VOLVO B10LA	13	10000	0,78	2,45	0,37	13,02	2,18
		14	20000	0,78	2,45	0,37	12,75	2,65
3836	IKARUS 280/70B	15	500	0,78	2,45	0,37	12,94	2,31
		16	10000	0,78	2,45	0,37	12,14	3,56
		17	20000	0,78	3,09	0,38	11,68	3,15
3421	IKARUS 280/33	18	500	0,62	3,09	0,33	13,30	2,72
		20	20000	0,78	3,92	0,44	12,71	2,51
3860	JELCZ LO90M	21	500	0,98	2,45	0,44	13,43	2,36
		22	10000	0,78	3,92	0,48	13,23	2,79
		23	20000	0,98	3,09	0,46	13,24	2,41
3628	JELCZ M181MB	26	30000	0,62	3,09	0,38	14,52	2,53
3623	JELCZ M181MB	28	500	0,98	2,45	0,43	13,67	2,28
		29	30000	0,78	3,09	0,40	12,78	2,6
3634	JELCZ M181M	30	500	0,78	3,09	0,38	14,44	2,2
		32	30000	0,78	3,92	0,47	14,55	2,18
	Oleje nowe (nieprzepracowane)	Challenger	0	0,98	2,45	0,44	14,39	2,24
		HD-C	0	0,98	2,45	0,43	14,21	2

Tab. 2. Koncentracja produktów zużycia

Nr boczny	Marka i typ autobusu	Lp.	Przebieg od wymiany oleju [km]	Koncentracja zanieczyszczeń w badanych olejach																		
				Cr	Mo	Si	Al	Cu	Na	Sn	B	Fe	Ni	Ti	Ba	Mg	P	V	Cd	Mn	Pb	Zn
2461	VOLVO B10MA	1	500	0,7	2,7	8,5	2,6	2,2	11,2	0	0,8	14,7	1,2	0	7,7	54	52,2	3,3	0,4	0,8	7,7	518
		2	10000	1,1	2,3	12	3	1,7	12,4	0	0,3	20	1,2	0	5,8	51,7	55,6	3,2	0,1	0,8	12,3	412
		3	20000	1,6	2,2	13,1	3,7	2,3	13,3	0	0,8	27,5	1,9	0	5,1	18,9	59	2,9	0,6	1,3	15,1	582
2704	VOLVO B10BLE	4	500	0	1,6	7,5	1,7	0,6	17,5	0	0,7	6	0,4	0	14,4	153,5	50,5	2,7	0,3	0,9	4,6	591
		5	10000	0,1	1,9	7,4	1,5	1,3	15,6	0	0,9	10,3	0,3	0	11,8	154,9	20,3	2,5	0	0,9	8,8	474
		6	20000	0,7	1,7	10,4	1,6	1,2	7,5	0	0,5	19,1	1,2	0	3,8	16,3	59	3,1	0,3	1	11	657
2788	VOLVO B10BLE 6*2	7	500	0,3	1,1	8,8	1	11,9	8,1	0	7,8	9,7	0,7	0	3,3	60,1	62,5	2,8	0,5	1	7,7	628
		8	10000	0,8	2,2	9,6	2,2	20	8,9	0	7,7	17,3	0,8	0	3	67,3	28,7	2,8	0	1,2	15,1	516
		9	20000	1,3	4,2	16,1	2,8	34,9	7,9	0	25,8	26,7	1,5	0	2,4	136,7	71,3	2,8	0,4	1,5	20,6	735
3771	VOLVO B10L	10	10000	0,4	0,2	11,5	2,3	2,1	8	0	8,5	12,8	0,3	0	3,4	51,2	26,3	2,9	0,2	0,9	4,1	564
		11	20000	0,8	2,8	13,2	2,9	1,9	11,1	0	28,2	16,4	1,1	0	3,8	126,6	82,1	2,8	0,3	1,2	4,3	651
		13	10000	2,7	10	27,2	4,8	18,1	32	0	14,5	22,1	2,2	0	3,2	28	30,5	3,4	0,3	1,2	9,8	520
3458	VOLVO B10LA	14	20000	7,9	56,5	109,9	13,5	67,1	145,4	0	28,3	74,8	4,9	0	2,7	54	98,9	2,8	0,4	2,6	30,9	838
		15	500	6,4	4,1	29,8	4,4	41,0	97,2	0	4,7	75,9	1,3	0	29,6	394,1	85,8	2,9	0,9	2,1	107,5	784
		16	10000	10,7	3,1	24,3	7,1	66,9	81,9	0,5	4,2	148,2	1,2	0	21,4	359,5	22,9	2,7	1,1	2,5	187,5	584
3836	IKARUS 280/70B	17	20000	14,1	4,2	27,8	8	79,8	148,1	8,4	9,2	141	2,5	0	12,3	302,7	73	3,3	1,4	3	205	430
		18	500	9,6	2,2	18,5	13,8	8,4	55,7	0	3,4	80,4	0,9	0	16,3	289	67,7	3,1	0,3	1,7	14,6	309
		20	20000	14,6	4,8	29,8	8,7	81,8	158,6	8,9	10,2	153	2,8	0	12,9	322,2	78,2	3,6	1,5	3,5	220	421
3860	JELCZ LO90M	21	500	0,8	0	5,1	2	0,4	7,8	0	0,6	4,5	0,5	0	2,4	26,6	69,5	3,1	0	0,9	2,6	232
		22	10000	3	0	7,6	5,9	2,6	8,4	0	0,3	16,6	0,2	0	3	39,9	27,9	2,9	0,6	0,9	3,9	505
		23	20000	4,3	1,1	12,8	7,8	2,2	9,1	0	1,2	20,4	1,3	0	4,9	15	73	3,3	0,3	1,4	4,7	317
3628	JELCZ M181MB	26	30000	46,3	15,5	341,5	101,9	132	74,9	21,1	4,5	129,3	29,2	1,2	3,4	39,1	80,3	4,2	1,3	20	193,6	379
		28	500	0,2	0	6,9	1,4	1,8	9	0	0,8	9,4	0	0	2,3	23,2	20,2	2,1	0,1	1,4	3,2	551
		29	30000	3,8	2,7	23,8	8,4	10,1	17,4	0	2,5	46,9	2,2	0	4,2	25,8	18,9	3,2	0,6	1,9	9,2	598
3634	JELCZ M181M	30	500	1,6	0,1	6,9	3,2	1,9	8,3	0	1,4	15,5	0,6	0	3,9	26,3	31,1	3	0,7	0,7	4,3	461
		32	30000	9,5	0,8	19,6	11,9	6,8	12,9	0	0,7	73,4	2,3	0	3,4	31,1	27,9	4,4	0,3	1,5	12,3	402
		Chall.	0	0	0	6,9	1	0,2	5,4	0	0,8	1,8	0,4	0	2,8	25,8	29,6	2,6	0,4	0,7	3,2	430
		H-DC	0	0,1	12,2	1,5	0,3	40,6	0	1,2	4,1	0,6	0	28,1	354,2	26,7	2,8	0	0,8	2,9	403	

Tab. 3. Roczne koszty wymian oleju silnikowego w systemie transportu miejskiego eksploatowanym wg dotychczasowej strategii

Lp	Marka, typ autobusu	Ilość	Szacunkowa ilość km przejeżdżanych rocznie	Rodzaje olejów	Cena litra oleju	Ilość litrów wymienianego oleju	Przebieg między wymianami	Szacunkowa ilość wymian oleju	Roczny koszt zakupu oleju dla typu autobusu	Roczny koszt zakupu oleju dla wszystkich autobusów danego typu
1	IKARUS 260	9	80 000	Veco HD-C IL 15W/40	17,00 PLN	22	20 000	4	1 496,00 PLN	13 464,00 PLN
2	IKARUS 280	56	80 000	Veco HD-C IL 15W/40	17,00 PLN	22	20 000	4	1 496,00 PLN	83 776,00 PLN
3	IKARUS 280/70	32	80 000	Veco HD-C IL 15W/40	17,00 PLN	22	20 000	4	1 496,00 PLN	47 872,00 PLN
4	JELCZ LO90M	5	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	17	10 000	8	3 536,00 PLN	17 680,00 PLN
5	JELCZ M121MB	1	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	28	30 000	2	1 456,00 PLN	1 456,00 PLN
6	JELCZ M181MB	7	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	28	20 000	4	2 912,00 PLN	20 384,00 PLN
7	JELCZ M181M/I	8	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	22	20 000	4	2 288,00 PLN	18 304,00 PLN
8	MAN NG 313	5	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	33	20 000	4	3 432,00 PLN	17 160,00 PLN
9	MAN NL 223	7	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	22	20 000	4	2 288,00 PLN	16 016,00 PLN
10	VOLVO B10BLE	20	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	50	20 000	4	5 200,00 PLN	104 000,00 PLN
11	VOLVO B10BLE 6X2	26	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	50	20 000	4	5 200,00 PLN	135 200,00 PLN
12	VOLVO B10L	7	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	50	20 000	4	5 200,00 PLN	36 400,00 PLN
13	VOLVO B10MA	15	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	50	20 000	4	5 200,00 PLN	78 000,00 PLN
14	VOLVO B10LA	15	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	50	20 000	4	5 200,00 PLN	78 000,00 PLN
									SUMA	667 712,00 PLN

Tab. 4. Roczne koszty wymian oleju silnikowego w pierwszym roku jego eksploatacji wg zaproponowanej strategii

Lp	Marka, typ autobusu	Ilość	Szacunkowa ilość km przejeżdżanych rocznie	Rodzaje olejów	Cena litra oleju	Ilość litrów wymienianego oleju	Przebieg między wymianami	Szacunkowa ilość wymian oleju	Roczny koszt zakupu oleju dla typu autobusu	Roczny koszt zakupu oleju dla wszystkich autobusów danego typu
1	IKARUS 260	9	80 000	Veco HD-C IL 15W/40	17,00 PLN	22	30 000	2	748,00 PLN	6 732,00 PLN
2	IKARUS 280	56	80 000	Veco HD-C IL 15W/40	17,00 PLN	22	30 000	2	748,00 PLN	41 888,00 PLN
3	IKARUS 280/70	32	80 000	Veco HD-C IL 15W/40	17,00 PLN	22	30 000	2	748,00 PLN	23 936,00 PLN
4	JELCZ LO90M	5	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	17	30 000	2	884,00 PLN	4 420,00 PLN
5	JELCZ M121MB	1	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	28	30 000	2	1 456,00 PLN	1 456,00 PLN
6	JELCZ M181MB	7	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	28	30 000	2	1 456,00 PLN	10 192,00 PLN
7	JELCZ M181M/I	8	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	22	30 000	2	1 144,00 PLN	9 152,00 PLN
8	MAN NG 313	5	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	33	20 000	4	3 432,00 PLN	17 160,00 PLN
9	MAN NL 223	7	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	22	20 000	4	2 288,00 PLN	16 016,00 PLN
10	VOLVO B10BLE	20	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	50	30 000	2	2 600,00 PLN	52 000,00 PLN
11	VOLVO B10BLE 6X2	26	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	50	30 000	2	2 600,00 PLN	67 600,00 PLN
12	VOLVO B10L	7	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	50	30 000	2	2 600,00 PLN	18 200,00 PLN
13	VOLVO B10MA	15	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	50	30 000	2	2 600,00 PLN	39 000,00 PLN
14	VOLVO B10LA	15	80 000	Veco Challenger SHPD	26,00 PLN	50	30 000	2	2 600,00 PLN	39 000,00 PLN
									SUMA	346 752,00 PLN

Tab. 5. Zestawienie zmniejszenia kosztów po wydłużeniu przebiegu autobusów

Lp	Marka, typ autobusów	Roczny koszt zakupu oleju wynikający z zastosowania dotychczasowej strategii	Roczny koszt zakupu oleju wynikający z zastosowania zapropozowanej strategii	Różnica	Wskaźnik zmniejsze- nia kosztów
	1	2	3	4	5
1	IKARUS 260	13 464 PLN	6 732 PLN	6 732,00 PLN	2
2	IKARUS 280	83 776 PLN	41 888 PLN	41 888,00 PLN	2
3	IKARUS 280/70	47 872 PLN	23 936 PLN	23 936,00 PLN	2
4	JELCZ LO90M	17 680 PLN	4 420 PLN	13 260,00 PLN	4
5	JELCZ M121MB	1 456 PLN	1 456 PLN	0,00 PLN	1
6	JELCZ M181MB	20 384 PLN	10 192 PLN	10 192,00 PLN	2
7	JELCZ M181M/1	18 304 PLN	9 152 PLN	9 152,00 PLN	2
8	MAN NG 313	17 160 PLN	17 160 PLN	0,00 PLN	1
9	MAN NL 223	16 016 PLN	16 016 PLN	0,00 PLN	1
10	VOLVO B10BLE	104 000 PLN	52 000 PLN	52 000,00 PLN	2
11	VOLVO B10BLE 6X2	135 200 PLN	67 600 PLN	67 600,00 PLN	2
12	VOLVO B10L	36 400 PLN	18 200 PLN	18 200,00 PLN	2
13	VOLVO B10MA	78 000 PLN	39 000 PLN	39 000,00 PLN	2
14	VOLVO B10LA	78 000 PLN	39 000 PLN	39 000,00 PLN	2
	ŁĄCZNIE	667 712 PLN	346 752 PLN	320 960,00 PLN	1,9



Mgr inż. **Adam Budzyński** jest asystentem w Katedrze Eksploatacji Maszyn Wydziału Mechanicznego Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy. W pracy naukowej zajmuje się badaniami eksploatacyjnymi systemów transportowych, komputerowym wspomaganie projektowania i konstruowania (CAD) oraz trójwymiarowym modelowaniem numerycznym złożonych układów technicznych. Prowadzi badania dotyczące cyfrowej analizy drgań Shimmy podwozi lotniczych z zastosowaniem komputerowej Metody Elementów Skończonych (MES).

Informacje o autorach: **Macieju Woropayu** i **Klaudiuszu Migawie** zostały umieszczone na stronie 36.

APROKSYMACJA SYGNAŁU PRZEJŚCIOWEGO PRĘDKOŚCI OBROTOWEJ Z UŻYCIEM FUNKCJI WZORCA

Waldemar PROCH

Wydział Nauk Technicznych
Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie

ul. Okrzei 1a, 10-266 Olsztyn, fax /0-89/ 526 58 39, tel /0-89/ 526 63 80

Streszczenie

W pracy podano model matematyczny sygnału przejściowego prędkości obrotowej silnika elektrycznego. Przeprowadzono analizę sygnału wyznaczając parametry procesu przejściowego: czasy opóźnienia i narastania oraz wartości: początkową i ustaloną przebiegu.

Słowa kluczowe: model matematyczny sygnału, sygnał nieokresowy, aproksymacja.

APPROXIMATION OF TRANSIENT SIGNAL OF ROTATIONAL SPEED USING FUNCTION OF STANDARD

Summary

In the paper there was presented the mathematical model of the transient signal of rotational speed of an electric motor. The analysis of the signal was done determining the parameters of the transient process: delay and accretion times, initial and fixed values.

1. WPROWADZENIE

Sygnały przejściowe prędkości obrotowej wału silnika elektrycznego należą do grupy sygnałów nieokresowych. Wykresy czasowe sygnału przejściowego mogą przedstawiać analityczne rozwiązanie równań ruchu, lub częściej zapis wielkości elektrycznej na wyjściu przetwornika prędkości obrotowej. W drugim przypadku matematyczny opis rejestrowanego sygnału możemy otrzymać drogą aproksymacji uporządkowanego w czasie zbioru danych. W prostych przypadkach mogą to być wzory empiryczne, w pozostałych zalecane jest użycie funkcji Legendre'a. Zastosowanie szeregów Fouriera prowadzi do powstania znacznych błędów aproksymacji w punktach granicznych przedziału czasowego, które spowodowane są okresowością szeregów.

2. MODEL MATEMATYCZNY SYGNAŁU

Model matematyczny sygnału przejściowego prędkości obrotowej, który po raz pierwszy przedstawiono w pracy [1,2] powstał na podstawie analizy struktury czasowej sygnału. Współrzędne x_i, t_i punktów ekstremalnych na wykresie czasowym

sygnału (rys.1) pozwoliły wyróżnić szereg wielkości w dziedzinie czasu i wartości sygnału. W dziedzinie czasu są to:

-czas 'makro' t o wartości początkowej t_0 ,

$$\text{-czas rzeczywisty } \tau = t - t_0, 0 \leq \tau = \sum_{i=0}^{n-1} \tau_i \leq T \quad (1)$$

$$\text{-czas 'mikro' } \tau_i = t - t_0, 0 \leq \tau_i \leq T_i = t_{i+1} - t_0 \quad (2)$$

-zmienna $p = \tau / T$, gdzie $0 \leq p \leq 1$,

$$\text{-zmienna } p_i = \tau_i / T_i, p = \sum_{i=0}^{n-1} k_i p_i \quad (3)$$

-współczynniki wypełnienia $k_i = T_i / T$,

$$\sum_{i=0}^{n-1} k_i = 1 \quad (4)$$

W dziedzinie wartości sygnału wyróżniono:

-mikrofunkcje $x_i(\tau_i) = x(t) - x(t_i)$, dla $t_i \leq t \leq t_{i+1}$,

$x_i(\tau_i) = x_i^+(\tau_i)$, dla $x(t) \geq x(t_i)$, oraz $x_i(\tau_i) = x_i^-(\tau_i)$, dla $x(t) \leq x(t_i)$,

-mikrofunkcje unormowane $h_i = x_i(\tau_i) / x_i(T_i)$, dla $0 \leq h_i \leq 1$,

-funkcje unormowane h^+, h^- ,

$$0 \leq h^+ = \sum_{i=0}^{n-1} h_i r_i^+ \leq 1, \text{ oraz } 0 \leq h^- = \sum_{i=0}^{n-1} h_i r_i^- \leq 1,$$

-współczynniki normy r_i^+, r_i^- ,

$$r_i^+ = x_i^+(T_i) / \sum_{i=0}^{n-1} x_i^+(T_i),$$

$$r_i^- = x_i^-(T_i) / \sum_{i=0}^{n-1} x_i^-(T_i).$$

Mikrofunkcje x_i mają właściwości:

$$x_i(\tau_j) = \begin{cases} 0(\tau_j), & j \neq i, \\ x_i(\tau_i), & j = i \end{cases} \quad (5)$$

Wynika stąd, że w czasie rzeczywistym τ funkcja $x_i(\tau)$ przyjmuje następujące wartości

$$x_i(\tau) = \begin{cases} 0, & 0 \leq \tau \leq \sum_{i=0}^{i-1} T_i, \\ x_i(\tau_i), & \sum_{i=0}^{i-1} T_i \leq \tau \leq \sum_{i=0}^i T_i, \\ x_i(T_i), & \tau \geq \sum_{i=0}^i T_i. \end{cases} \quad (6)$$

Wykazano [1], że sygnały sinusoidalne zawierają mikrofunkcje h_i o właściwościach sygnału przejściowego $h_i = 1/2(1 - \cos \pi \tau / T_i)$. Funkcje h^+, h^- pozwalają wyróżnić 4 grupy sygnałów:

- 1-o stałej wartości, jeśli h^+, h^- są nieokreślone,
- 2-rosnące (niemalejące), gdy h^+ określone, h^- nieokreślone,
- 3-malejące (nierosnące), gdy h^+ nieokreślone, h^- określone,
- 4-malejące lub rosnące naprzemian w przedziałach czasu τ_i dla których istnieją h^+, h^- .

Są to sygnały deterministyczne i stochastyczne. Sumy i różnice h^+, h^- wyznaczają funkcje złożone H_1, H_2 o postaci $H_1 = (h^+ + h^-) / 2, H_2 = (h^+ - h^-) / 2$. Funkcja H_1 rośnie (niemaleje) od 0 do 1 w przedziale T , natomiast H_2 posiada lokalne ekstrema wewnątrz przedziału zmienności T ,

przyjmując wartości zerowe na jego końcach. Sygnały przejściowe, dla których istnieją h^+, h^- przyjmują więc postać funkcji czasu:

$$x(t) = x(t_0) + X(T)H_1 + (X^+ - X^-)H_2. \quad (7)$$

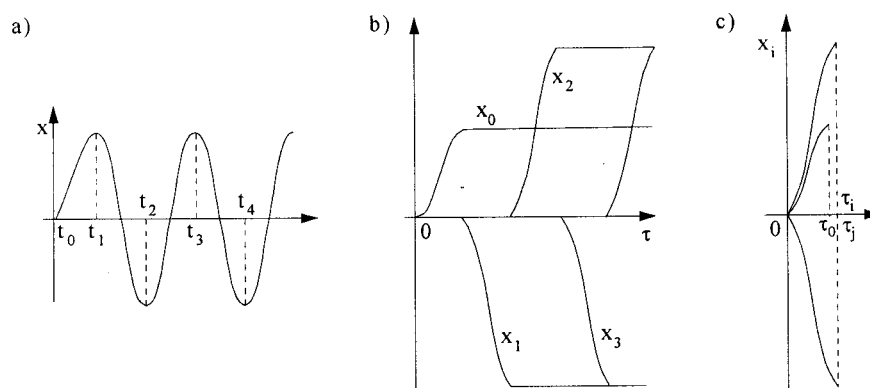
Jest to model matematyczny sygnału należącego do grupy 4gdzie

$$X^+ = \sum_{i=0}^{n-1} x_i^+(T_i), X^- = \sum_{i=0}^{n-1} x_i^-(T_i). \quad (8)$$

Właściwości H_1 ma funkcja $(1 - \cos(\pi \tau / T_i)) / 2$ utworzona z mikrofunkcji h_i -składowych sygnałów okresowych $\sin \alpha t, \cos \alpha t$. Ze względu na częstotliwość występowania obu funkcji w opisie i analizie sygnałów okresowych, funkcję $H_1 = (1 - \cos \pi \tau / T_i) / 2$ należałoby uznać za wzorcową funkcję dla nieokresowego sygnału przejściowego. Właściwości funkcji H_2 ma szereg trygonometryczny Fouriera złożony z sinusów

$$\text{o postaci: } H_2 = \sum_{k=1}^M b_k \sin(k \pi \tau / T).$$

Funkcje szeregu są ortonormalne w przedziale $[0, T]$. Wprowadzenie funkcji H_1 o proponowanej postaci umożliwi obliczenie czasu trwania procesu przejściowego, oraz wartości ustalonej dla wzorca odtworzonego na zbiorze wartości sygnału metodą aproksymacji średniokwadratowej. Funkcja H_2 pozwala analizować powstałą różnicę pomiędzy rzeczywistym sygnałem przejściowym i odtworzonym na nim przebiegiem funkcji wzorca. Funkcje H_1, H_2 mogą być użyte także do analizy innych sygnałów niestacjonarnych.



Rys.1. Wykresy czasowe: a-sygnał w czasie t , b- składowe sygnału w czasie τ , c-składowe sygnału w czasie τ_i

3. APROKSYMACJA SYGNAŁU PRZEJŚCIOWEGO PRĘDKOŚCI OBROTOWEJ

Przedmiotem analizy jest wykres czasowy (rys.2) rozbiegu silnika asynchronicznego zarejestrowany w postaci napięcia na wyjściu prądnicy tachometrycznej sprzężonej z silnikiem. Celem analizy jest aproksymacja krzywej rozbiegu, oraz obliczenie parametrów charakteryzujących proces przejściowy: czas opóźnienia rozruchu, czas narastania i wartość ustaloną procesu przejściowego.

3.1. Wyznaczenie parametrów sygnału

Wartości parametrów zostaną wyznaczone metodą średniokwadratowej aproksymacji sygnału niemalejącymi funkcjami ϕ_i tworzącymi sumę

$$\sum_{i=0}^2 \phi_i(\tau), \text{ gdzie:} \quad (9)$$

$$-\phi_0(\tau) = a_0, 0 \leq \tau \leq T_0, 0 \leq \tau \leq T,$$

$$-\phi_1(\tau) = a_1/2(1 - \cos \pi \tau / T_1), 0 \leq \tau_1 \leq T_1, T_0 \leq \tau \leq T_0 + T_1,$$

$$-\phi_2(\tau) = a_1, T_0 + T_1 \leq \tau \leq T,$$

$$-\phi_3(\tau) = 0, 0 \leq \tau_2 \leq T_2, T_0 + T_1 \leq \tau \leq T, T = T_0 + T_1 + T_2,$$

przy czym T_0 -czas opóźnienia rozruchu,

T_1 -czas narastania do wartości ustalonej,

T_2 -czas trwania stanu ustalonego,

a_0 -stała, wyznaczona na odcinku T_0 ,

a_1 -wartość ustalona.

Dla ułatwienia obliczeń wprowadzamy współczynniki: $k_0 = T_0/T$, $k_1 = T_1/T$. Współczynniki a_i, k_i wyznaczamy minimalizując różnicę

$$\text{średniokwadratową } \int_0^T (x - \sum_{i=0}^2 \phi_i)^2 d\tau = R_c^2 \quad (10).$$

Dla danych w postaci N próbek w równo-oddalonych punktach na odcinku $T = (N-1)T_s$ zapis różnicy przyjmie postać:

$$\sum_{n=0}^{N-1} (x(nT_s) - \sum_{i=0}^2 \phi_i(nT_s))^2 = R_s^2, \text{ gdzie } N \text{ jest}$$

liczbą próbek w przedziale T, T_s jest okresem próbkowania, n jest numerem kolejnej próbki.

Wartości a_0, k_0 dla odcinka opóźnienia wyznaczamy na podstawie zależności:

$$\delta R_c^2 / \delta a_0 = \int_0^{k_0 T} (x - a_0) d\tau = 0 \quad (11)$$

Wyznaczona stąd wartość średnia

$$a_0 = (1/k_0 T) \int_0^{k_0 T} (x) d\tau \text{ staje się funkcją zmiennej}$$

k_0 . Wartość k_0 wybieramy z warunku

$$\begin{aligned} (\delta R_c^2 / \delta a_0) (\delta a_0 / \delta k_0) &= \\ &= \int_0^{k_0 T} (x - a_0) (\delta a_0 / \delta k_0) d\tau = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Wartości zerowe pochodnej $\delta a_0 / \delta k_0$ wyznaczają chwile $k_0 T$ spośród których wybieramy czas opóźnienia T_0 procesu przejściowego.

Wartości a_1, k_1 wyznaczamy z warunków:

$$\delta R_c^2 / \delta a_1 = \sum_{n=n_0}^N (x_1(n) - a_1 C_n) C_n = 0 \quad (13)$$

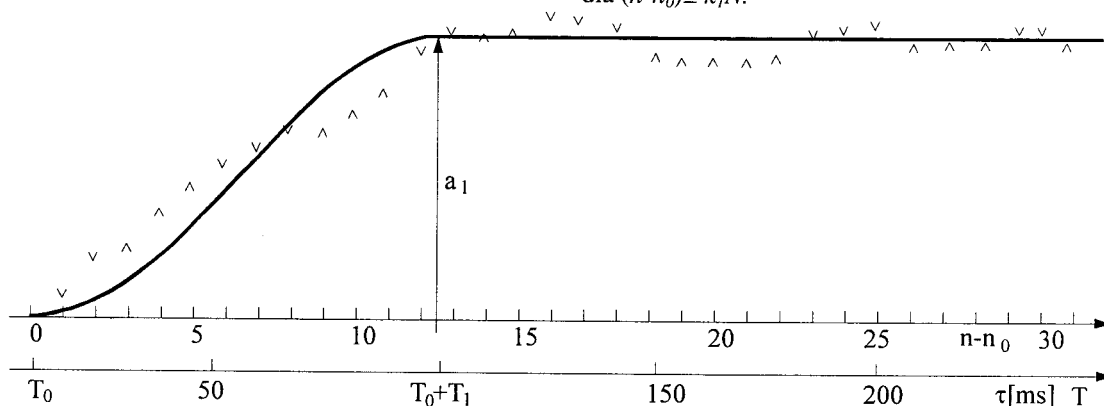
$$\delta R_c^2 / \delta k_1 = \sum_{n=n_0}^N (x_1(n) - a_1 C_n) D_n = 0, \quad (14)$$

gdzie $x_1 = x(n) - a_0, C_n = 1 - \cos(\pi(n-n_0)/k_1 N)$,

przy czym $C_n = 2$ dla $(n-n_0) \geq k_1 N$,

$D_n = (n-n_0) \sin(\pi(n-n_0)/k_1 N)$, przy czym $D_n = 0$

dla $(n-n_0) \geq k_1 N$.



Rys.2. Wykres czasowy rozbiegu silnika elektrycznego

Obliczenia wykonujemy metodą iteracyjną wybierając wartości $k_1^{(j)}$ dla j -ej iteracji, a następnie wyznaczając wartości $a_1^{(j)}$. Z warunku (13) otrzymujemy wartość

$$a_{13}^{(j)} = \left(\sum_{n=n_0}^N ((x_1(n)) C_n) \right) / \sum_{n=n_0}^N C_n^2, \quad (15)$$

a z warunku (14) otrzymamy wartość określoną wzorem (16).

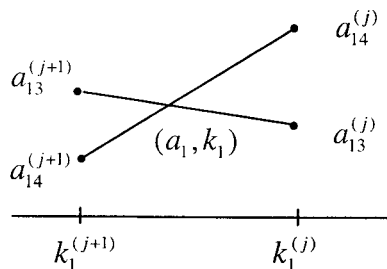
$$a_{14}^{(j)} = \left(\sum_{n=n_0}^N ((x_1(n-n_0))D_n) \right) / \sum_{n=n_0}^N C_n D_n \quad (16)$$

Wybierając $k_l^{(j)}$ dążymy do minimalizacji różnicy $a_{13}^{(j)} - a_{14}^{(j)}$. Jeżeli $a_{14}^{(j)} > a_{13}^{(j)}$ to dla kolejnej $j+1$ iteracji należy wybrać $k_l^{(j+1)} < k_l^{(j)}$. Dla przeciwnego przypadku zmieniamy zwroty nierówności. Zbieżność procesu iteracyjnego można przyspieszyć, jeżeli wybierzemy dostatecznie bliskie wartości $k_l^{(j)}, k_l^{(j+1)}$, tak aby $a_{14}^{(j)} > a_{13}^{(j)}$, oraz $a_{14}^{(j+1)} < a_{13}^{(j+1)}$, a następnie wyznaczamy równanie prostych przechodzących przez pary punktów $a_{13}^{(j)}, a_{13}^{(j+1)}$, oraz $a_{14}^{(j)}, a_{14}^{(j+1)}$. Współrzędne punktu przecięcia prostych wyznaczają wartości a_1, k_l odpowiednio równe:

$$a_1 = \frac{(a_{13}^{(j+1)} a_{14}^{(j)} - a_{14}^{(j+1)} a_{13}^{(j)})}{(a_{13}^{(j)} - a_{14}^{(j)} + a_{14}^{(j+1)} - a_{13}^{(j+1)})} \quad (17)$$

$$k_l = \frac{(a_1 - a_{13}^{(j)})}{(a_{13}^{(j+1)} - a_{13}^{(j)})} (k_l^{(j+1)} - k_l^{(j)}) + k_l^{(j)} \quad (18)$$

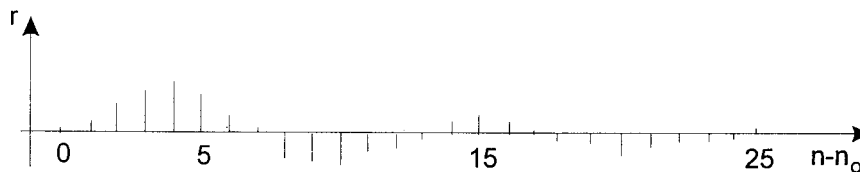
Schemat obliczeń iteracyjnych wyjaśnia rysunek 3. Wartości obliczanych parametrów sygnału oznaczono na rysunku 2.



Rys.3. Schemat iteracyjnego wyznaczania parametrów a_1, k_l

3.2. Aproksymacja różnicy sygnału i funkcji wzorca

Po obliczeniu parametrów sygnału funkcję wzorca odejmujemy od funkcji $x(t)$ opisującej sygnał,



Rys.4. Wykres wartości różnicy $r(n)$

Wartości współczynników b_k obliczonych przy użyciu wzoru (22) aproksymującego różnicę $r(n)$ zamieszczono w tabeli 1.

Średni błąd aproksymacji [3] różnicy $r(n)$ wynosi $M=0,566888437\text{mm}$.

a powstałą różnicę $r(\tau) = x(t) - \sum_{i=0}^2 \phi_i(\tau)$ aproksymujemy przekształconym szeregiem sinusów:

$$r(\tau) = \sum_{k=1}^{\infty} b_k \sin(k\pi(\tau - T_0)/(T - T_0)) \quad (19)$$

o wyrazach ortogonalnych w przedziale $T_0 \leq \tau \leq T$. Współczynniki rozwinięcia b_k obliczamy metodą najmniejszych kwadratów minimalizując wartość wyrażenia:

$$\int_{\tau=T_0}^T (r(\tau) - \sum_{k=1}^M b_k \sin(k\pi \frac{\tau - T_0}{T - T_0}))^2 d\tau = R_{\min}^2 \quad (2)$$

0) stąd

$$b_k = \frac{2}{T - T_0} \int_{\tau=T_0}^T r(\tau) \sin(k\pi \frac{\tau - T_0}{T - T_0}) d\tau \quad (21)$$

Dla dyskretnych wartości $r(\tau - T_0)$ współczynniki obliczamy posługując się wyrażeniem:

$$b_k = \frac{2}{N - n_0} \sum_{n=n_0}^N (r(n) \sin(k\pi \frac{n - n_0}{N - N_0})), \quad (22)$$

gdzie

$$r(n) = \sum_{n=n_0}^N b_k \sin(k\pi \frac{n - n_0}{N - n_0}), \quad (23)$$

jest różnicą pokazaną na rysunku 4.

Tab. I. Wartości współczynników b_k

b_k	Wartość b_k	b_k	Wartość b_k
b_1	-0,467439014	b_2	1,003578088
b_3	1,392942074	b_4	2,115241055
b_5	3,680051256	b_6	2,111890637
b_7	-0,337873765	b_8	-0,29008791
b_9	0,025397977	b_{10}	-0,265896585

4. PODSUMOWANIE

Model matematyczny sygnału przejściowego (7) zawiera funkcje generowane wewnątrz przedziałów czasu mikro τ_i tworzących czas rzeczywisty τ . Poza przedziałami właściwego im czasu funkcje te przyjmują wartości stałe. Przeciwdziała to powstawaniu dodatkowych segmentów, które występują w przebiegu aproksymującym sygnał rzeczywisty z użyciem szeregów trygonometrycznych Fouriera. Prowadzi do zmniejszenia błędów aproksymacji na końcach przedziału czasowego.

Model umożliwia wybór funkcji aproksymujących odpowiednio do potrzeb. W przedstawionej pracy zastosowano mikrofunkcję $(1 - \cos \pi \tau / T_i) / 2$ tworzącą sygnały harmoniczne. Mikrofunkcja ta posłużyła do utworzenia funkcji wzorca, wyznaczającej parametry sygnału przejściowego: czasy opóźnienia i narastania oraz

wartość ustaloną. Funkcja wzorca rozdzieliła sygnał na składową deterministyczną i pozostałą różnicę o cechach niestacjonarnego sygnału losowego, którą w przedziale zmienności aproksymowano przekształconym szeregiem sinusów. W przypadku okresowo ponawianej analizy sygnału przejściowego, otrzymane wartości w dziedzinie czasu i amplitudy stają się źródłem informacji diagnostycznej o stanie technicznym silnika. Określone na podstawie zmian czasowych tych wartości trendy mogą być wykorzystane w prognozowaniu stanu technicznego silników o różnych rozwiązaniach konstrukcyjnych.

5. LITERATURA

1. Proch W.: Analiza czasowa sygnałów przejściowych, WSP, Olsztyn, 1996.
2. Proch W.: Temporal signal structure analysis .Scientific Papers of the Institute of Mining of the Wrocław University of Technology No.86, 1999, S.206-211.
3. Fortuna Z.; Macukow B.; Wąsowski J.: Metody numeryczne, WNT, Warszawa 1998.



Waldemar PROCH urodził się w lutym 1940r. W 1969 r. ukończył studia na Wydziale Elektroniki Politechniki Warszawskiej. Od 1972r. był asystentem na Wydziale Mechanicznym Akademii Rolniczo-Technicznej w Olsztynie. Po ukończeniu w 1980 studiów doktoranckich w Moskwie uzyskał w kraju tytuł doktora nauk technicznych w dziedzinie elektroniki. Od 1993 był adiunktem w Wyższej Szkole Pedagogicznej w Olsztynie. Obecnie jest starszym wykładowcą na Wydziale Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego. W pracy naukowej zajmuje się zagadnieniami analizy sygnałów. Jest autorem dwóch monografii na temat analizy czasowej sygnałów przejściowych oraz ponad 10 artykułów naukowych z tego zakresu.

WEKTOR LOGISTYCZNY W DIAGNOZOWANIU TURBIN PAROWYCH

Tomasz GAŁKA, Zenon ORŁOWSKI

Instytut Energetyki, Pracownia Diagnostyki Urządzeń Ciepłych Elektrowni

02-981 Warszawa, ul. Augustówka 5

tel. (22) 642 7666 w.230, fax (22) 642 8378, e-mail tomasz.galka@ien.com.pl

Streszczenie

W pracy omówiono problem wpływu wektora logistycznego na procedury stosowane w diagnostyce drganiowej turbozespołów energetycznych, w szczególności na szacowanie kryterialnych poziomów symptomów diagnostycznych. Wpływ ten uwzględniono przy zastosowaniu miary skalarnej wektora. Opisano modyfikację procedur obliczania wartości granicznych. Na przykładzie kilku turbozespołów eksploatowanych w kraju oceniono ilościowy wpływ na charakterystyki drganiowe. Zaproponowano procedurę normalizacji, uwzględniającą wektor logistyczny, i podano przykład jej zastosowania.

Słowa kluczowe: turbina parowa, diagnostyka techniczna, drgania

LOGISTIC VECTOR IN STEAM TURBINE DIAGNOSTICS

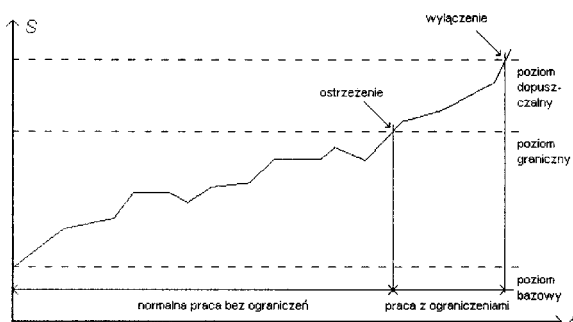
Summary

The paper deals with the influence of logistic vector on procedures used in utility steam turbines vibrational diagnostics, in particular on estimated criterial values of diagnostic symptoms. This influence has been accounted for in terms of a scalar measure of the logistic vector. Necessary modification of limit value determination procedures has been described. Quantitative influence on vibration characteristics is described for several units operated by national power industry. Normalization procedure, accounting for the logistic vector, has been proposed and an example of its application is given.

1. WSTĘP

Istotnym elementem procedur diagnozowania maszyn, zwłaszcza złożonych i realizujących odpowiedzialne funkcje, są wartości kryterialne – bazowe, graniczne i dopuszczalne. Umożliwiają one ilościową ocenę stanu technicznego obiektu i są niezbędne dla jego racjonalnej i bezpiecznej eksploatacji.

Wykorzystanie wartości kryterialnych w nadzorze diagnostycznym obiektu przedstawiono schematycznie na rys.1.



Rys.1. Schemat kontroli stanu obiektu

Podczas normalnej eksploatacji wartość symptomu powinna się zawierać między poziomami bazowym i granicznym. Wartość graniczna to poziom symptomu, którego przekroczenie oznacza, że maszyna nie jest już w stanie spełniać wszystkich stawianych przed nią wymagań, choć nie występuje bezpośrednie zagrożenie awarią. Mogą to być np. wymagania ekonomiczne, ekologiczne czy eksploatacyjne. Bardzo istotnym wymaganiem jest utrzymywanie ryzyka awarii poniżej pewnej granicy, zależnej zarówno od 'filozofii' eksploatacji, jak i od tego, jak odpowiedzialne zadanie maszyna realizuje. Przekroczenie wartości granicznej powinno spowodować podjęcie odpowiednich działań: może to być tymczasowe zniżenie parametrów eksploatacyjnych, zmiana terminu i zakresu najbliższego remontu czy zwiększenie zakresu i częstotliwości wykonywania pomiarów diagnostycznych. Taka definicja wartości granicznej oznacza, że powinna ona zostać wyznaczona na podstawie znajomości procesu odwzorowania ewolucji stanu technicznego obiektu w wartości symptomu. Opis tego odwzorowania można oprzeć na modelu procesora energii. Ogólny model tego

procesora został opracowany przez Cz. Cempla; szczegółowe omówienie można znaleźć w szeregu publikacji (np. [1,2]).

W złożonych obiektach wartość konkretnego symptomu diagnostycznego $S(\theta)$, zarejestrowana w pewnej chwili czasu θ , zależy nie tylko od zaawansowania procesu pogarszania się stanu technicznego, ale również od wielu innych czynników, których znaczenie dla obiektów różnego rodzaju może się zmieniać w szerokich granicach. Uwzględnienie nawet tylko niektórych spośród tych czynników, mających największe znaczenie, podwyższa dokładność oszacowania granicznych wartości symptomów, jednak za cenę istotnej komplikacji opisu matematycznego. Komplikacja ta nie jest sama z siebie przeszkodą, jednak oznacza pojawienie się nowych parametrów, które najczęściej muszą zostać zidentyfikowane doświadczalnie. Wobec tego dostosowywanie modelu procesora energii do pewnej grupy maszyn, celem jego zastosowania do określania granicznych wartości symptomów, przebiega w pewnym sensie dwutorowo: rozbudowie samego modelu, który uwzględnia coraz więcej czynników wpływających na zmierzoną wartość symptomu, towarzyszy równolegle dopracowywanie metod identyfikacji pojawiających się w tym procesie parametrów.

2. WEKTOR LOGISTYCZNY

W klasycznym modelu procesora energii wpływ otoczenia przejawia się jedynie pod postacią dostarczanej do obiektu (maszyny) energii wejściowej E_i . W rzeczywistości otoczenie wpływa na moc procesów resztkowych nie tylko w ten sposób. Jeśli rozpatrujemy grupę N maszyn, to każda będzie się charakteryzować inną jakością wykonania i montażu, inną jakością obsługi i innymi właściwościami dynamicznymi stanowiska, na którym jest zainstalowana. Jeśli z kolei rozpatrujemy sekwencję kolejnych cykli życia pojedynczego obiektu, to każdy z nich będzie się charakteryzował innym zakresem remontu i inną jakością jego wykonania. Wpływ tych parametrów można wprowadzić do modelu za pośrednictwem tzw. *wektora logistycznego* L [3], którego składowe są ich ilościowymi miarami (1):

$$L^i = \{l_1, l_2, \dots, l_m\}, i = 1, 2, \dots, N \quad (1)$$

Składowe te są zwykle nieznane. Co więcej, niektóre z nich są trudne do ilościowego ujęcia (np. jakość montażu), także z powodu braku odpowiednich kryteriów. Rozumując kategoriami jakościowymi, można dla poszczególnych przypadków czy konkretnych grup maszyn wyróżnić składowe mające istotne znaczenie i takie, które – przynajmniej w pierwszym przybliżeniu – da się pominąć. Dla turbin parowych istotny będzie z pewnością wpływ zakresu przeprowadzonego remontu, natomiast jakość obsługi, realizowanej przez stałą grupę pracowników o stosunkowo wysokich kwalifikacjach, nie powinna się zmieniać w dużych granicach.

Kwestia uwzględnienia wpływu wektora logistycznego na wartość mocy procesów resztkowych jest złożona. W pierwszym przybliżeniu proponuje się [1,4] opisać tę zależność przy użyciu pewnej skalarnej miary tego wektora $f(L^i)$, przyjmującej wartości z pewnego zakresu:

$$1 \leq f(L^i) \leq a, \quad (2)$$

gdzie a jest pewną stałą. Przyjmujemy, że $f(L^i) = 1$ opowiada tu przypadkowi 'idealnemu', czyli takiemu, w którym wpływ wszystkich czynników objętych wektorem logistycznym na moc procesów resztkowych jest zminimalizowany.

Jak wskazuje analiza opisana w [4], w przypadku turbin parowych konieczne jest jeszcze uwzględnienie wpływu obciążenia i degradacji nieodwracalnej. Oznacza to, że stosunkowo prosta zależność mocy procesów resztkowych V (a więc – poprzez operator symptomowy – także mierzalnych symptomów) od czasu θ [1]

$$\left(\frac{V(\theta)}{V_0} \right) = \left(1 - \frac{\theta}{\theta_b} \right)^{-1}, \quad (3)$$

gdzie θ_b jest czasem do awarii, jednoznacznie charakteryzującym dany obiekt, komplikuje się, czemu towarzyszy pojawienie się nowych parametrów i inna postać zależności od czasu. Przy rozsądnych przybliżeniach można to przedstawić jako zależność (4):

$$V_i(\theta, \Theta) = V_{00} f(L^i) g(P_{ui}) h(\Theta_{0i}) \left(1 - f(L^i) g(P_{ui}) h(\Theta_{0i}) \frac{\theta}{\theta_{b0}} \right)^{-1}. \quad (4)$$

gdzie współczynniki $g(P_{ui})$ i $h(\Theta_{0i})$ charakteryzują wpływ mocy czynnej i nieodwracalnej degradacji obiektu. Należy tu zwrócić uwagę, że zależność od czasu staje się 'podwójna': czas θ jest argumentem symptomowej krzywej życia i w każdym i -tym cyklu jest liczony od zera, natomiast czas Θ mierzy się od początku eksploatacji.

Poszczególne składowe wektora logistycznego odpowiadają czynnikom dość zróżnicowanej natury, z których każdy w pewien sposób wpływa na wartość miary skalarnej $f(L^i)$, a poprzez nią – na moc procesów resztkowych, decydującą o wartościach obserwowanych symptomów diagnostycznych. Spośród tych czynników należy wymienić:

- jakość wykonania,
- jakość montażu,
- jakość obsługi,
- własności dynamiczne fundamentowania i przyłączy,

a także inne, właściwe konkretnym maszynom czy grupom maszyn. W przypadku turbin parowych, eksploatowanych w energetyce, istotny może być np. poziom wahań częstotliwości w sieci elektroenergetycznej.

Dla maszyn z określonej grupy możliwe jest wytypowanie tych składowych, których wpływ powinien być największy. Niewiele ułatwia to jednak jego opis ilościowy. Niekiedy możliwe jest zastosowanie stosunkowo prostych parametrów; przykładem może tu być określenie jakości wyważenia wirnika turbiny za pomocą resztkowej niewyważenia. Zależy ona od szeregu czynników (w tym takich, jak doświadczenie i kultura techniczna personelu) i nawet w ramach jednej elektrowni może zmieniać się w dość szerokich granicach. Związek między niewyważeniem a poziomem drgań rejestrowanych np. na łożyskach turbiny jest nieliniowy [5], niemniej ilościowe zbadanie tej zależności jest stosunkowo proste. Przypadek ten jest jednak raczej wyjątkiem niż regułą i niewiele składowych wektora logistycznego da się opisać w podobny sposób. Wyznaczenie miary $f(L^i)$, dla konkretnego cyklu życia w oparciu o dające się uzyskać informacje o obiekcie nie wydaje się zatem realne. Można natomiast założyć [4], że $f(L^i)$ jest zmienną losową, przyjmującą wartości z pewnego przedziału i mającą w tym przedziale pewien rozkład.

3. MOŻLIWOŚCI OCENY EKSPERYMENTALNEJ

Jeżeli przyjmujemy uproszczenie, polegające na zastąpieniu wektora logistycznego jego miarą skalarną w postaci zmiennej losowej o pewnym rozkładzie, to powstaje pytanie, czy parametry tego rozkładu dadzą się zidentyfikować poprzez analizę danych eksperymentalnych.

Jeśli pominiemy wpływ obciążenia i degradacji nieodwracalnej, to dla i -tego cyklu życia (któremu

będzie odpowiadać i -ta realizacja symptomowej krzywej życia) otrzymamy

$$V_i = V_i[\theta, f(L^i)] \quad (5)$$

czyli rozpatrując N cykli życia (lub N jednakowych obiektów) otrzymamy rodzinę krzywych $V_i(\theta)$ z $f(L^i)$ jako parametrem. Załóżmy teraz, że N jest wystarczająco duże i że możemy te N krzywych podzielić na M grup, w ten sposób, że w każdej z nich wartości $f(L^i)$ będą zbliżone. Jeśli ustalimy odpowiedni dla rozpatrywanego obiektu i symptomu operator symptomowy, to otrzymamy M grup realizacji symptomowej krzywej życia; konstruując teraz dla każdej z tych grup histogram mierzonej wartości symptomu i aproksymując go wynikającym z przyjętego operatora symptomowego rozkładem statystycznym (funkcją gęstości prawdopodobieństwa $p_j(S)$), otrzymamy rodzinę krzywych $p_j(S)$, $j = 1, 2, \dots, M$, w której parametrem będzie wartość $f(L^i)$.

Jak wspomniano wyżej, możemy przyjąć pewien rozkład wartości $f(L^i)$ w przedziale $(1, a)$. Będzie temu odpowiadać pewien rozkład parametrów opisujących krzywe $p_j(S)$, na przykład współczynnika kształtu i współczynnika skali; można to oczywiście dla każdego przypadku wyprowadzić analitycznie. Pozwala to na oszacowanie z danych eksperymentalnych parametrów rozkładu $f(L^i)$, a następnie na ich uwzględnienie w obliczeniach wartości granicznych.

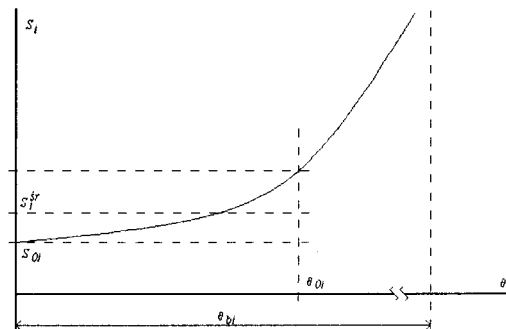
Pomijając kwestię konieczności posiadania odpowiednio licznego zbioru danych pomiarowych, podstawowym problemem w praktycznym zastosowaniu takiego podejścia będzie podzielenie tego zbioru na podzbiory w taki sposób, aby w każdym z nich wartość $f(L^i)$ mogła być w przybliżeniu uznana za stałą. Rozpatrując ten problem dla konkretnego przypadku dużych turbin parowych, zwróćmy uwagę na składowe wektora logistycznego, od których zależy wartość liczbową jego miary $f(L^i)$. Jakość wykonania, rozumianego jako efekt procesu produkcyjnego, jest dla danego egzemplarza turbiny oczywiście stałą, natomiast – jak wskazuje praktyka – w ramach jednego typu należy się liczyć z różnicami między poszczególnymi egzemplarzami. Jakość montażu i obsługi, wykonywanych przez te same osoby przy zastosowaniu tych samych narzędzi i sprzętu oraz tych samych procedur, nie powinna wahać się znacznie w ramach jednej elektrowni, a tym bardziej dla różnych realizacji symptomowej krzywej życia pojedynczej turbiny. Własności dynamiczne stanowiska (fundamentowania i przyłączy) z pewnością zmieniają się w czasie, lecz można przyjąć, że są to zmiany powolne, o stałej czasowej porównywalnej z tą, która opisuje procesy nieodwracalnej degradacji własności materiałowych.

Reasumując, można założyć, że w kolejnych realizacjach symptomowej krzywej życia dla jednej turbiny wartość $f(L^i)$ zmienia się niewiele, a w każdym razie znacznie mniej od różnic, jakich

należałoby oczekiwać przy porównywaniu różnych turbin w różnych elektrowniach. Sugeruje to możliwość oszacowania, przynajmniej w pierwszym przybliżeniu, wpływu $f(L^i)$ na aproksymowany przebieg $p(S)$, a przez to na obliczoną z niego wartość graniczną.

Interesującą i w znacznej mierze unikalną możliwością oceny wpływu miary wektora logistycznego $f(L^i)$ w kategoriach ilościowych daje analiza wyników badań turbozespołów nowych, wkrótce po ich oddaniu do eksploatacji. Jak już przedstawiono, różnice między obserwowanymi charakterystykami symptomów diagnostycznych będą wynikały – przy założeniu identycznej konstrukcji – z różnic w wykonaniu poszczególnych elementów, montażu i własnościach dynamicznych stanowiska. Mając do dyspozycji wyniki uzyskane dla n turbozespołów, możemy porównać tyleż realizacji symptomowej krzywej życia. Najkorzystniejsze byłoby porównanie wartości $S_i(\theta=0)$, $i = 1, 2, \dots, n$, czyli wartości początkowych. W praktyce jednak jest to utrudnione, gdyż rozruch nowych turbozespołów jest przeważnie realizowany bardzo powoli, a ponadto w początkowym okresie pracują one często z parametrami znacznie odbiegającymi od znamionowych. Nie daje to zatem możliwości minimalizacji wpływu innych czynników.

Warto jednak zwrócić uwagę, że początkowy odcinek symptomowej krzywej życia jest dla turbozespołów w znacznej większości przypadków dość płaski. Dowodu na to dostarcza analiza, wykonana dla trzech jednakowych turbozespołów w jednej z elektrowni, o czasie pracy (w momencie rozpoczęcia badań) nieco ponad 150 000 godzin. Analizowano pojedyncze realizacje symptomowej krzywej życia dla poziomów prędkości drgań w poszczególnych punktach, kierunkach i pasmach częstotliwości wynikających z modelu wibrodiagnostycznego [6,7] (łącznie 720 krzywych) jedynie pod kątem występowania tendencji wzrostowej, przewidywanej przez stosowany tu model. Okazało się, że tendencja wzrostowa w zakresie częstotliwości harmonicznych wystąpiła jedynie w 35.3% przypadków, zaś w zakresie częstotliwości łopatkowych w 60.6% przypadków. Oznacza to, że wpływ innych czynników jest – zwłaszcza w zakresie harmonicznych – znacznie bardziej zauważalny, a zatem dla porównania różnych turbozespołów tego samego typu celem oceny wpływu wektora logistycznego miarodajne będzie porównanie wartości średnich. Zostało to schematycznie przedstawione na rys.2, gdzie θ_{oi} oznacza czas obserwacji w i -tym cyklu.



Rys.2. Początkowy odcinek symptomowej krzywej życia

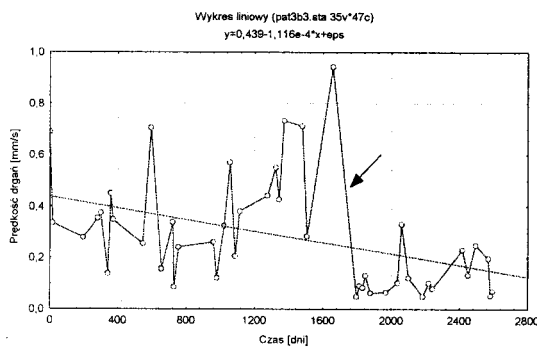
4. POMIARY I ANALIZA WYNIKÓW

Dane wykorzystane w dalszym ciągu niniejszej pracy uzyskano z badań turbozespołów dwóch różnych typów, jednak mających ten sam układ konstrukcyjny. Są to maszyny z jedną częścią wysokoprężną, jedną średnioprężną i jedną dwuwylotową częścią niskoprężną, napędzające generator prądu przemiennego. Wał turbozespołu jest podparty w siedmiu łożyskach ślizgowych.

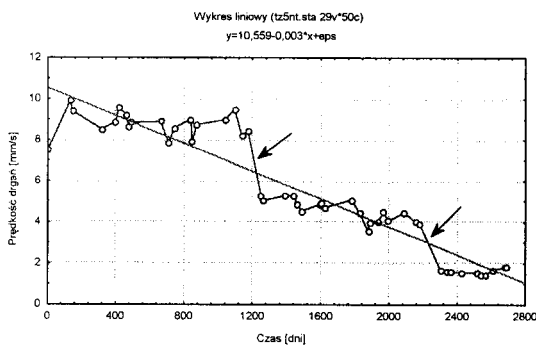
Turbozespoły typu PWK-200, eksploatowane w jednej z elektrowni, mają za sobą nieco ponad 200 tys. godzin pracy i około 1000 rozruchów. Są to zatem maszyny o znacznym stopniu wyczerpania żywotności. Natomiast turbozespoły typu 13CK230 mają za sobą poniżej 10 tys. godzin pracy i można je uznać za jednostki nowe.

Mierzoną wielkością była prędkość drgań bezwzględnych. Pomiary wykonywano w punktach zlokalizowanych na pokrywach łożysk oraz na kadłubie części niskoprężnej, w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach (pionowym, poziomym i osiowym). Stosowano tercjoną analizę widmową (względna szerokość pasma 23%), a jako symptomy przyjmowano poziomy prędkości drgań w pasmach wynikających z modeli wibrodiagnostycznych badanych turbozespołów [6,7]. Daje to łącznie 135 symptomów dla zakresu częstotliwości harmonicznych (niskich – pierwsze cztery harmoniczne oraz składowa $0.5 f_0$) dla turbozespołów obydwóch typów. W zakresie częstotliwości łopatkowych (wysokich), ze względu na różne układy przepływowe turbin, analizowano 93 symptomy dla turbin 13CK230 i 105 symptomów dla turbin PWK-200.

Dla turbozespołów PWK-200 możliwe było przeanalizowanie trendów drgań, obejmujących okres ponad 9 lat. W wielu przypadkach w trendach tych widoczne są zmiany o charakterze skokowym, odpowiadające czasowo remontom kapitalnym; są to granice między kolejnymi cyklami życia, a skok wynika z usunięcia podczas remontu uszkodzeń i niesprawności, czyli przywrócenia stanu początkowego. obiektu (z pominięciem degradacji nieodwracalnej). Przykłady trendów prędkości drgań przedstawiono na rys.3 i 4.

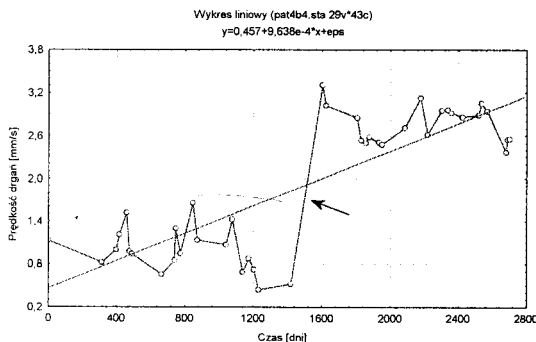


Rys.3. Trend III harmonicznej drgań pionowych tylnego łożyska SP (strzałka oznacza remont)



Rys.4. Trend I harmonicznej drgań osiowych tylnego łożyska NP (strzałki oznaczają wymiany wirnika)

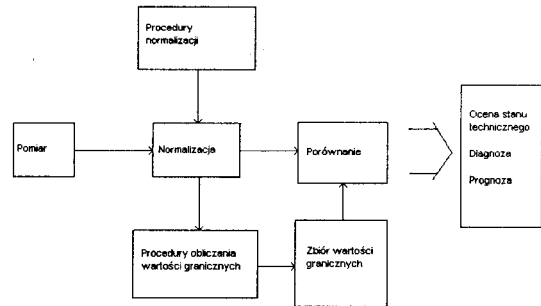
Niekiedy skokowa zmiana jest wzrostem; dotyczy to zwłaszcza składowych związanych ze stanem wyważenia i osiowania. Przykład podano na rys.5. W takim przypadku mamy do czynienia z inną jakością wykonanego remontu, a zatem zmiana ta wynika z wpływu wektora logistycznego.



Rys.5. Trend I harmonicznej drgań pionowych przedniego łożyska NP (strzałka oznacza remont)

Występowanie takich różnic między kolejnymi cyklami życia tego samego obiektu, a także cykle życia różnych, lecz jednakowych konstrukcyjnie obiektów, dowodzi, że dane z poszczególnych cykli są w istocie nieporównywalne, a ich stosowanie

w procedurze obliczania wartości granicznych wymaga pewnego rodzaju normalizacji. Można jej dokonać w oparciu o współczynniki uzyskane z porównania średnich poziomów symptomu. Wszystkie cykle zostaną wówczas sprowadzone do jednakowej wartości $f(L')$. Odpowiada temu procedura diagnozowania przedstawiona schematycznie na rys.6.



Rys.6. Schemat diagnostowania z wykorzystaniem normalizacji symptomu

Pierwsze porównanie, mające na celu ocenę wpływu skalarnej miary wektora logistycznego na wartość rejestrowanego symptomu drganiowego, wykonano dla nowych turbozespołów typu 13CK230. Średnia bezwzględna wartość różnicy okazała się zbliżona dla częstotliwości harmonicznych (niskich) i łopatkowych (wysokich), wynosząc odpowiednio 2.33 i 2.53 dB, odchylenie standardowe było również zbliżone (odpowiednio 1.99 dB i 1.89 dB). Uzasadnia to dość interesujący wniosek, że dla rozpatrywanych obiektów wpływ wektora logistycznego jest ilościowo zbliżony dla dwóch wymienionych zakresów częstotliwości, mimo różnych mechanizmów generacji drgań.

Ze względu na brak danych porównawczych trudno oceniać powyższe wyniki w kategoriach ilościowych. Z pewnością jednak zaobserwowanych różnic nie można arbitralnie uznać za pomijalne. Około 35% różnic w zakresie częstotliwości harmonicznych i około 35% w zakresie częstotliwości łopatkowych przekracza 3 dB, a w ośmiu przypadkach (po cztery w każdym z tych dwóch zakresów) zaobserwowano ponad 6 dB, co oznacza dwukrotną różnicę, jeśli przejdzie się na bezwzględne wartości prędkości drgań.

Powyższe porównanie dotyczy szczególnego przypadku, kiedy $\theta \approx 0$, a zatem $h(\theta)$ jest bliskie jedności – patrz zależność (4). W praktyce taki przypadek należy do rzadkości, gdyż liczba całkowicie nowych bloków energetycznych, oddawanych do eksploatacji, jest niewielka. Co więcej, nie można go uznać za miarodajny z aplikacyjnego punktu widzenia. Znacznie częściej występuje bowiem konieczność oszacowania kryterialnych wartości symptomów diagnostycznych dla turbozespołów już eksploatowanych, nieraz przez wiele lat. Odniesienie do stanu, jaki występował bezpośrednio po uruchomieniu, jest w takich przypadkach na ogół niemożliwe.

Można przypuszczać, że ilościowa ocena wpływu wektora logistycznego może również być oparta na porównaniu obiektów, dla których $h(\Theta)$ ma w przybliżeniu jednakowe wartości – o ile pozostałe warunki są spełnione. Logiczne wydaje się założenie, że sytuacja taka zachodzi dla jednakowych turbin, eksploatowanych w tej samej elektrowni, jeśli przebieg ich dotychczasowej eksploatacji (typowy zakres obciążeń, cykle remontowe) był taki sam, czas eksploatacji jest zbliżony i nie miały miejsca awarie powodujące znaczny ubytek żywotności podstawowych elementów.

Aby sprawdzić słuszność takiego założenia, dokonano porównania analogicznego do wyżej zaprezentowanego dla dwóch turbozespołów typu PWK-200. Ich czas pracy był zbliżony i sięgał około 200 000 godzin, przy czym przez cały okres były eksploatowane jako jednostki podstawowe. W okresie, z którego pochodziły dane użyte do porównania, nie miały miejsca większe awarie, nie były też wymieniane istotne elementy konstrukcyjne.

Okazuje się, że wyniki dość znacznie się różnią od uzyskanych dla turbozespołów nowych. Przede wszystkim średnie różnice są większe: 3.84 dB dla zakresu harmonicznego i aż 6.01 dB dla łopatkowego. Wyższe są również odchylenia standardowe: odpowiednio 3.31 dB i 5.19 dB. W zakresie harmonicznym w 72 przypadkach na 135 wyższą średnią otrzymano dla pierwszego turbozespołu, w zakresie łopatkowym – w 32 przypadkach na 105. Większa jest też liczba przypadków, w których różnica przekracza 3 dB – 44% dla zakresu harmonicznego i aż 61% dla zakresu łopatkowego.

Tak istotna różnica między grupami turbozespołów różniących się czasem eksploatacji nie da się wytłumaczyć w oparciu o przedstawione wyżej rozumowanie. Kluczem do jej wyjaśnienia może być warunek zbliżonych wartości $h(\Theta)$ dla dwu porównywanych maszyn. W przypadku turbin nowych jego spełnienie jest zrozumiałe, gdyż niezależnie od przebiegu tej funkcji, jaki zostanie przyjęty, jest jasne, że $h(\Theta) \rightarrow 0$ dla $\Theta \rightarrow 0$. Natomiast nie da się wykazać, że dla dwóch różnych obiektów, nawet identycznych konstrukcyjnie, dla każdego symptomu będzie spełniony warunek

$$h_A(\Theta_1) \approx h_B(\Theta_2), \text{ jeśli } \Theta_1 \approx \Theta_2 \quad (7)$$

przy czym indeksy A i B oznaczają tu porównywane obiekty. Przeciwnie, przytoczone dane wskazują raczej, że warunek ten w ogólności nie jest spełniony. Tłumaczy to też, dlaczego znacznie większa rozbieżność wystąpiła dla zakresu częstotliwości łopatkowych.

Na podstawie powyższych rozważań można zatem wnioskować o celowości i możliwości oceny wpływu wektora logistycznego dla turbozespołów nowych. W przypadku maszyn starszych, nawet jednakowych i eksploatowanych w podobnych warunkach, warunki miarodajności takiej oceny nie są w ogólnym przypadku spełnione.

5. WPLYW WEKTORA LOGISTYCZNEGO NA WARTOŚCI GRANICZNE

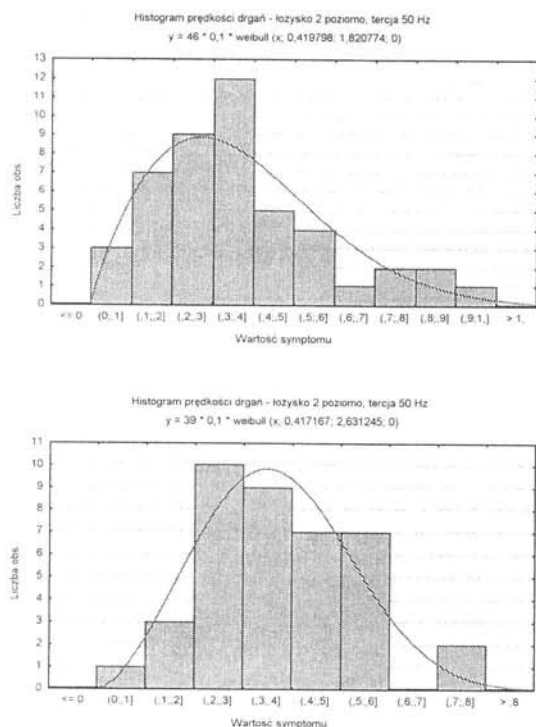
W tabeli 1 podano graniczne poziomy prędkości drgań, obliczone dla jednego z punktów pomiarowych (łożysko WP-SP, kierunek poziomy) turbozespołu typu 13CK230 w dwóch wariantach: bez normalizacji ze względu na wpływ wektora logistycznego i z normalizacją opartą na wartościach średnich, według powyżej zaproponowanej procedury. Opis metody obliczania tych wartości dla przypadku turbin parowych można znaleźć w [4]; zgodnie z podanymi tam wnioskami, przyjęto operator symptomowy Weibulla dla zakresu harmonicznego i eksponencjalny dla zakresu łopatkowego. Wartość współczynnika A/G , określającego politykę eksploatacyjną (maksymalne dopuszczalne prawdopodobieństwo wykonania zbędnej naprawy [2]), przyjęto jako równą 0.01, co jest uzasadnione dla maszyn krytycznych.

Tabela 1. Porównanie granicznych poziomów prędkości drgań turbozespołów 13CK230 (łożysko WP-SP, kierunek poziomy)

Zakres częstotliwości	Pasma tercjowe [Hz]	Graniczna prędkość drgań [mm/s]	
		bez normalizacji	z normalizacją
harmoniczny	25	0.198	0.198
	50	0.971	0.745
	100	0.316	0.316
	160	0.224	0.223
	200	0.182	0.186
łopatkowy	3150	0.361	0.361
	4000	0.446	0.446
	5000	0.439	0.464
	6300	0.282	0.282

Jak widać, w zakresie częstotliwości harmonicznym jedynie w przypadku składowej podstawowej różnica jest dość duża, natomiast w pozostałych przypadkach wartości niewiele różnią się od siebie. W przypadku składowej podstawowej różnica wynika zarówno z współczynnika skali, jak i współczynnika kształtu, co widać z porównania histogramów i aproksymujących je rozkładów statystycznych (w tym przypadku jest to rozkład Weibulla), przedstawionych na rys.7.

Dla innych punktów pomiarowych turbozespołów 13CK230 otrzymano podobne ilościowo różnice. Dla przykładu w tabeli 2 podano analogiczne zestawienie dla przedniego łożyska NP w kierunku pionowym. Tu w zakresie częstotliwości łopatkowych we wszystkich pięciu pasmach tercjowych otrzymano jednakowe wartości. Tego rodzaju wyniki świadczą o zbliżonej jakości wykonania i montażu układów przepływowych turbin, zrozumiałej dla maszyn nowych i nowoczesnych.



Rys.7.1. Porównanie histogramów składowej podstawowej prędkości drgań (turbozespoły 13CK230, łożysko 2 poziomo); wykres górny – wartości ‘surowe’, wykres dolny – wartości znormalizowane

Tabela 2. Porównanie granicznych poziomów prędkości drgań turbozespołów 13CK230 (przednie łożysko NP, kierunek pionowy)

Zakres częstotliwości	Pasma tercjowe [Hz]	Graniczna prędkość drgań [mm/s]	
		bez normalizacji	z normalizacją
harmoniczny	25	0.198	0.198
	50	0.971	0.745
	100	0.316	0.316
	160	0.224	0.223
	200	0.182	0.186
łopatkowy	3150	0.361	0.361
	4000	0.446	0.446
	5000	0.439	0.464
	6300	0.282	0.282

Jak już wspomniano, próba zastosowania analogicznej procedury dla turbin o długim czasie pracy daje w efekcie znacznie większe różnice; wynika to z niespełnienia założeń koniecznych dla poprawności tej procedury. W konsekwencji otrzymane wartości graniczne okazują się – zależnie od symptomu – bardzo niskie lub bardzo wysokie, niekiedy wyższe nawet od dopuszczalnych całkowitych poziomów prędkości drgań, określonych przez normy. Jest to przypadek,

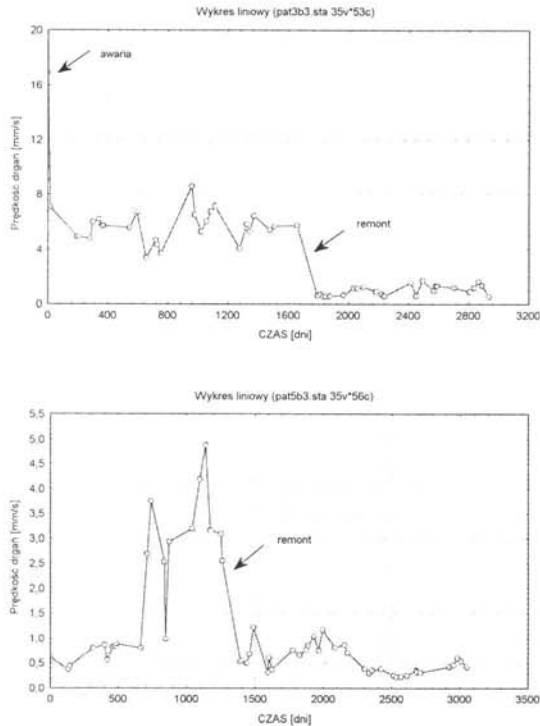
w którym nie są spełnione wymagania stosowanego tu modelu.

Także w przypadku, kiedy różnice między porównywanymi obiektami okazują się być spowodowane utrzymującym się przez dłuższy czas uszkodzeniem jednego z nich, a nie czynnikami opisanymi przez wektor logistyczny, otrzymuje się wartości nieproporcjonalnie wysokie lub niskie. Oznacza to również naruszenie jednego z podstawowych założeń stosowanej tu metody określania granicznych wartości symptomów diagnostycznych, mianowicie wymagania, aby dane do algorytmów obliczeniowych pochodziły z pomiarów obiektów będących w stanie sprawności.

Przykład wpływu utrzymującego się przez dłuższy czas stanu niesprawności przedstawiono na rys.8. Jak widać, dla pierwszego turbozespołu (trend przedstawiony na górnym rysunku) początkowa wartość symptomu (III harmoniczna drgań poziomych) jest bardzo wysoka; w istocie całkowity poziom prędkości drgań łożyska zawierał się już wówczas w zakresie niedopuszczalnym i bezpośrednio po pomiarze turbozespoł wyłączono. Przyczyną był błąd montażowy układu olejowego. Po usunięciu tej niesprawności nadal utrzymywał się dość wysoki poziom tej składowej, gdyż stan łożyska nadal nie był całkowicie poprawny. Jest to niesprawność dość często występująca w turbozespołach tego typu i jej usunięcie z reguły pozostawia się do najbliższego remontu, o ile całkowity poziom drgań zawiera się w dopuszczalnych granicach. W tym przypadku została ona skorygowana w remoncie kapitalnym, po którym nastąpił widoczny spadek. W ramach stosowanego tu modelu możemy mówić o sekwencji dwóch, a nawet trzech cykli życia, lecz stosowanie wyżej opisanej procedury do określania wartości granicznej prowadzi do naruszenia założeń tego modelu. Wyniki sprzed remontu powinny zostać odrzucone w procedurze obliczania wartości granicznej.

Dla porównania trend przedstawiony w dolnej części rysunku 8 odnosi się do tego samego symptomu, lecz pochodzi z badań innego turbozespołu tego samego typu. Jak widać, brak tu anomalii tego rodzaju, aczkolwiek w okresie bezpośrednio poprzedzającym remont widoczny jest szybki trend rosnący.

W przypadku nowych turbozespołów 13CK230 w wyniku stosowania procedury normalizacji otrzymywano z reguły niewielkie różnice obliczonych wartości granicznych, rzędu kilku procent; jedynie w pojedynczych przypadkach były one większe i wynosiły kilkanaście procent. Przykłady przedstawione w tabelach 1 i 2 można tu uznać za reprezentatywne. Należy jednak pamiętać, że baza danych była niezbyt duża, z uwagi na krótki okres eksploatacji tych maszyn; również ten czynnik może mieć pewien wpływ na obserwowane różnice, z uwagi na błąd statystyczny.



Rys.8. Trendy III harmonicznej prędkości drgań poziomych tylnego łożyska SP dwu turbin PWK-200

6. PODSUMOWANIE

Wpływ czynników opisanych przez wektor logistyczny jest znaczący i wprowadza zauważalne zmiany o charakterze skokowym. Zmiany te są silniej zaznaczone w zakresie częstotliwości harmonicznych (niskich). Ilościowa ocena tego

wpływu okazała się realna dla turbozespołów nowych, o krótkim czasie eksploatacji. Dla starszych maszyn, mających za sobą około 200 000 godzin pracy, jest on maskowany przez wpływ procesów zużyciowych. W ocenie wpływu wektora logistycznego warunków porównywalności obiektów pod względem zaawansowania tych procesów ma zatem zasadnicze znaczenie, przy czym sam czas pracy nie stanowi tu wystarczającego kryterium.

7. LITERATURA

- [1]. C.Cempel: *Theory of energy transforming systems and their application in diagnostics of operating systems*. Applied Mathematics and Computer Science, 1993, vol.3, No.3, pp. 533-48
- [2]. H.G.Natke, C.Cempel: *Model-Aided Diagnosis of Mechanical Systems*. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1997
- [3]. C.Cempel: *The passive diagnostic experiment with ergodic properties*. Materiały XXIII Ogólnopolskiego Sympozjum 'Diagnostyka Maszyn', Węgierska Górka, 1996, zeszyt 1, str. 5-17
- [4]. T.Gałka: *Określanie granicznych poziomów drgań w turbinach parowych*. Rozprawa doktorska. Politechnika Poznańska, 1997
- [5]. R.Łączkowski: *Wyważanie elementów wirujących*. WNT, Warszawa, 1979
- [6]. Z.Orłowski: *Wibrodiagnostyka turbin parowych*. Prace Instytut Energetyki, zeszyt 18. Warszawa, 1989
- [7]. Z.Orłowski: *Diagnostyka w życiu turbin parowych*. WNT, Warszawa, 2001



Dr hab. inż. Zenon Orłowski, prof. Instytutu Energetyki, jest absolwentem Wydziału Mechanicznego Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej. Od 1972 r. jest pracownikiem naukowym Instytutu Energetyki – obecnie

kierownikiem Pracowni Diagnostyki Urządzeń Ciepłych Elektrowni. Zajmuje się diagnostyką maszyn wirnikowych, przede wszystkim turbin parowych. Jest autorem kilkudziesięciu prac naukowych z tej dziedziny, publikowanych w kraju i za granicą. Członek Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn, współzałożyciel Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, w obecnej kadencji Prezes Zarządu Głównego.



Dr inż. Tomasz Gałka jest absolwentem Wydziału Elektroniki Politechniki Warszawskiej. Od 1982 r. jest pracownikiem naukowym Instytutu Energetyki. Zajmuje się przede wszystkim wibrodiagnostyką turbozespołów parowych. W 1998 r. obronił

pracę doktorską z tej dziedziny na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej. Jest autorem lub współautorem ponad 30 publikacji krajowych i zagranicznych. Współzałożyciel Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, w obecnej kadencji sekretarz Zarządu Głównego.

KINETOSTATYKA I DYNAMIKA TYPOWEGO ŁOŻYSKA TURBINOWEGO W UJĘCIU DIAGNOSTYCZNYM

Wojciech MIĄSKOWSKI, Jan KICIŃSKI

Katedra Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn

ul. Oczapowskiego 11/132 10-900 Olsztyn 5, fax. (89) 5233255, email: wojmek@uwm.edu.pl

Streszczenie

Przedmiotem badań jest przednie łożysko generatorowe turbosespołu 13K215 o mocy 200 MW. Jest to typowa jednostka energetyczna stosowana w naszym kraju. Węzły łożyskowe łączące część niskoprężną i generator szczególnie wpływają na własności kinetostatyczne i dynamiczne całej maszyny. Stąd konieczność szybkiej i prostej metody wyznaczania charakterystyk takich jak: rozkład ciśnień, minimalna grubość filmu smarnego, moc tarcia, przepływ oleju oraz prostych relacji diagnostycznych. Własności dynamiczne obejmować będą: tłumienie, częstotliwości drgań własnych oraz amplitudy drgań. Wyniki obliczeń przedstawione w dalszej części opracowania przeprowadzono dla układu wirnik-podpory w zakresie prędkości obrotowych wirnika od $n = 500$ obr/min do $n = 3500$ obr/min.

Słowa kluczowe: dynamika maszyny, teoria smarowania, łożysko ślizgowe, turbosespoły, diagnostyka, diagnostyka techniczna

STEADY-STATE ANALYSIS AND DYNAMICS OF TYPICAL TURBINE BEARING IN DIAGNOSTIC FORMULATION

Wojciech MIĄSKOWSKI, Jan KICIŃSKI

Summary

The steady-state analysis and dynamic properties of journal bearing of large 200MW turbosets is presented in the paper. These are typical power engineering units, applied in Poland. Bearing placed between a low pressure turbine has particular influence on the dynamic force analysis and dynamics of whole machinery. Therefore, quick and simple method of determination of characteristics, such as: pressure distribution, minimum thickness of lubricating film, friction power, oil flow and diagnostic relations, is essential. Dynamic properties include: damping, natural frequency and vibration amplitudes. The calculation, were prepared for rotor-bearing-foundation system, in the rotor rotational speed range from $n=500$ r.p.m. to $n=3500$ r.p.m.

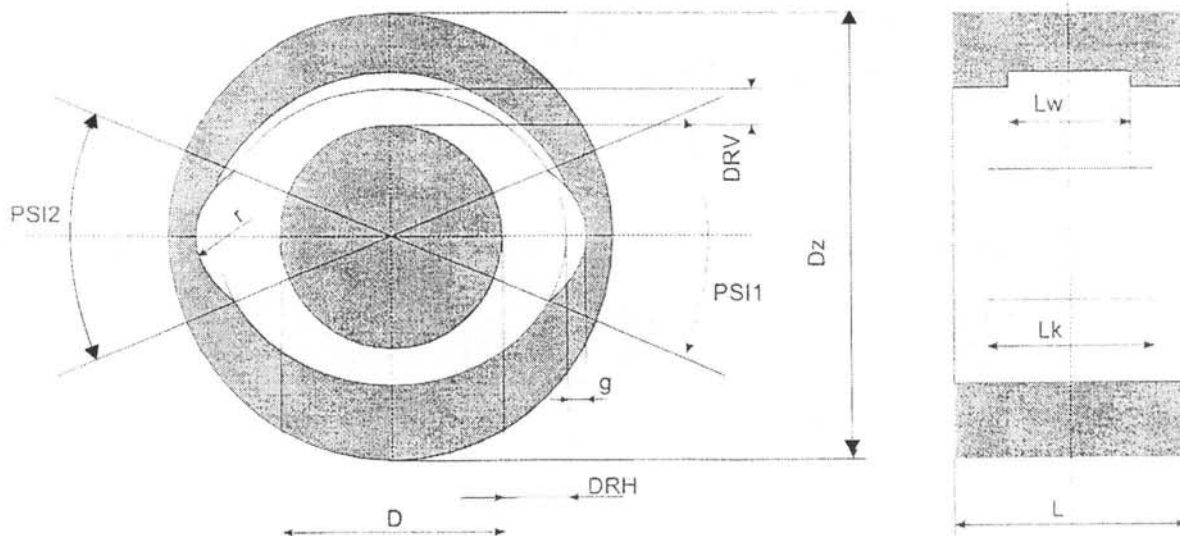
1. WSTĘP

Celem pracy była analiza własności kinetostatycznych i dynamicznych wielkogabarytowych poprzecznych łożysk ślizgowych, stosowanych w maszynach energetycznych dużej mocy, a także opracowanie narzędzi badawczych umożliwiających ich szybką prostą diagnostykę. Analizę tą przeprowadzono dla zakresu prędkości obrotowych $n = 500\div 3500$ obr/min przy stałym obciążeniu wynikającym z ciężaru wirnika. Przedmiotem zainteresowań była odpowiedź na pytanie, czy granica stabilności układu złożonego z prostego modelu wirnika i złożonego modelu łożyska leży powyżej nominalnej prędkości obrotowej oraz ilu prędkości rezonansowych można oczekiwać przy rozruchu i wybiegu. Zaproponowany sposób analizy umożliwia uzyskanie w szybki i prosty sposób niezbędnych informacji o własnościach takiego łożyska, co może

być użyteczne zarówno dla projektantów jak i eksploatorów dużych maszyn energetycznych. Jak się okazuje zaproponowana w pracy metodologia typu: prosty wirnik – złożone łożysko może być w wielu przypadkach użytecznym narzędziem badawczym przy wstępnych pracach projektowych lub modernizacyjnych. Oczywiście nie może ona zastąpić pełnej analizy złożonych, wielopodporowych układów wirnik – łożyska z użyciem zaawansowanych metod analizy konstrukcji (np.: MES).

2. PRZEDMIOT BADAŃ

Przedmiot badań stanowi przednie łożysko generatorowe turbosespołu 13K215 o mocy 200 MW. Jest to typowa jednostka energetyczna stosowana w naszym kraju. Węzły łożyskowe leżące pomiędzy częścią niskoprężną i generatorem szczególnie wpływają na własności kinetostatyczne i



Rys.1. Schemat łożyska generatora (łożysko z luzem soczewkowym)

dynamiczne całej maszyny, stąd możliwość szybkiej i prostej oceny charakterystyk tych łożysk jest istotna.

Parametry geometryczne łożyska (Rys. 1.):

Średnica nominalna czopa	$D = 0.4 \text{ m}$
Średnica zewnętrzna panwi	$D_z = 0.78 \text{ m}$
Szerokość panwi	$L = 0.5 \text{ m}$
Luz konstrukcyjny promieniowy pionowy DRV	
minimalny	0.40 mm
maksymalny	0.49 mm
Luz konstrukcyjny promieniowy poziomy DRH	
minimalny	0.80 mm
maksymalny	0.88 mm
Masa panwi łożyska	$MP = 955 \text{ kg}$
Liczba kieszeni smarnych	$I_k = 2$
Szerokość wybrania w górnej półpanwi	$L_w = 0.31 \text{ m}$
Szerokość kieszeni nr 1	$L_{k1} = 0.35 \text{ m}$
Rozpiętość kątowa kieszeni nr 1	$PSI 1 = 30^\circ$
Szerokość kieszeni nr 2	$L_{k2} = 0.35 \text{ m}$
Rozpiętość kątowa kieszeni nr 2	$PSI 2 = 30^\circ$
Temperatura czopa	$T_c = 323 \text{ K}$
Soczewkowatość DEL = $1 - DRV/DRH$	$= 0.452$
Splaszczanie CVH = DRV/DRH	$= 0.548$

Temperatura czopa T_c oszacowano w oparciu o pomiary eksperymentalne wykonane na obiekcie.

3. METODOLOGIA BADAŃ

Do badań przyjęty został złożony tzn. elastodiatermiczny model łożyska ślizgowego uwzględniający wymianę ciepła pomiędzy filmem olejowym, panwią i otoczeniem. Model ten został szczegółowo opisany w monografii [1]. W niniejszej pracy wykorzystano programy komputerowe IZOTER i DIATER [1], [2] bazujące na tym modelu.

Diatermiczny model cieplny łożyska (DIATER) umożliwia dość dokładne wyznaczenia rozkładu

ciśnienia i temperatury w filmie olejowym i tym samym wyznaczenie średniej temperatury oleju wylotowego T_{wyl} . Z kolei temperatura T_{wyl} stanowić może podstawę do określenia tzw. średniej lepkości efektywnej oleju i analizy za pomocą prostszego izotermicznego programu IZOTER. Tą drogą można wyznaczyć kinetostatyczne charakterystyki łożyska takie jak: minimalna grubość szczeliny smarnej, moc tarcia, zapotrzebowanie oleju i ciśnienie maksymalne.

Trudniejszą kwestią jest wyznaczenie charakterystyk dynamicznych. Pojęcie takie jak granica stabilności, prędkości rezonansowe czy amplitudy drgań wymuszonych powinny być wyznaczone dla układu wirnik – łożyska, a nie dla samego łożyska. Musimy, więc przyjąć określony model wirnika i zintegrować go z modelem łożyska. Najprostszym możliwym modelem wirnika jest wirnik jednomasowy, symetryczny podatny lub sztywny. Równania opisujące taki wirnik dają się w sposób analityczny powiązać z współczynnikami sztywności i tłumienia filmu olejowego [1]. W efekcie powstaje układ ze złożonym diatermicznym lub izotermicznym modelem łożyska i prostym modelem wirnika. Przy tak prostym modelu wirnika możemy przyjąć, iż o własnościach dynamicznych takiego układu w głównej mierze decydować będą łożyska ślizgowe.

Pominiemy wszelkie równania opisujące tego rodzaju model, gdyż szczegółowo zostały one wyprowadzone i opisane w wcześniej już wspomnianej monografii [1] jak i w wielu innych publikacjach. Opracowana została procedura DYNAMIKA stanowiąca część składową programów DIATER i IZOTER bazująca na prostym modelu wirnika.

Podsumowując tą część rozważań można stwierdzić, że jeżeli nasze badania skoncentrujemy głównie na analizie własności łożysk ślizgowych, to

przyjęty model układu wirnik – łożyska wydaje się być wystarczająco dokładny dla wstępnych oszacowań i budowy prostych relacji diagnostycznych.

4. WYNIKI BADAŃ

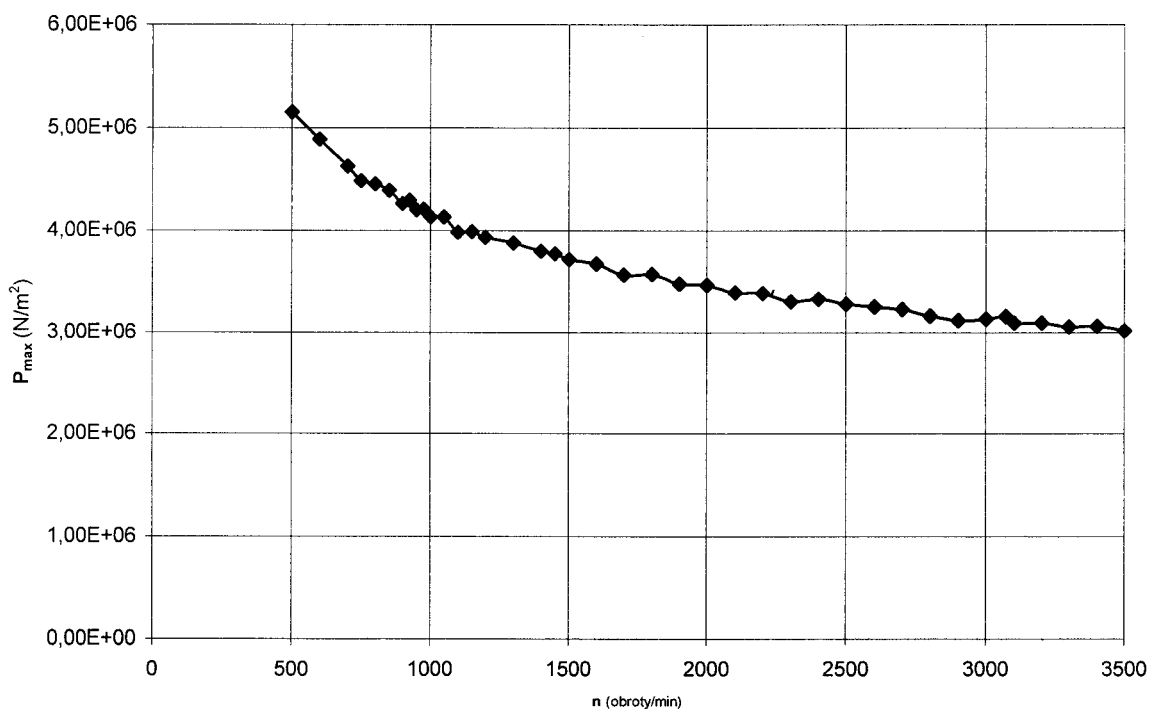
Wyniki analizy przyjętego łożyska turbinowego za pomocą programów DIATER→IZOTER→DYNAMIKA i według zaproponowanej metodologii badań przedstawiają rys. 2÷8 w odniesieniu do kinetostatyki i rys. 9÷12 w odniesieniu do dynamiki. W całym zakresie analizy przyjęto stałe obciążenie łożyska $P_{st} = 220$ kN wynikające z ciężaru wirnika oraz średnią temperaturę oleju wylotowego $T_{wyl} = 45^{\circ}\text{C}$ stanowiące wynik pomiarów temperatury czopa T_c i oszacowań za pomocą programu DIATER. Można więc stwierdzić, iż analizowane było łożysko dużej maszyny energetycznej pracującej w swych naturalnych warunkach eksploatacyjnych. Zaproponowany algorytm obliczeń umożliwia również symulacje prostych defektów, typu gwałtownej zmiany obciążeń lub parametrów smarowania, pozyskiwanie ich symptomów w postaci np.: charakterystyk amplitudowo – częstotliwościowych.

Przebieg charakterystyk statycznych (rys. 2÷8) jest typowy dla łożysk tej klasy. Zwraca tu uwagę duża wartość minimalnej szczeliny smarnej $h_{min} = 250$ μm dla prędkości znamionowej $n_n = 3000$ obr/min. Oznacza to, że łożysko charakteryzuje się dużą rezerwą nośności. Również przy prędkości obrotowej $n = 500$ obr/min (rozruch, wybieg)

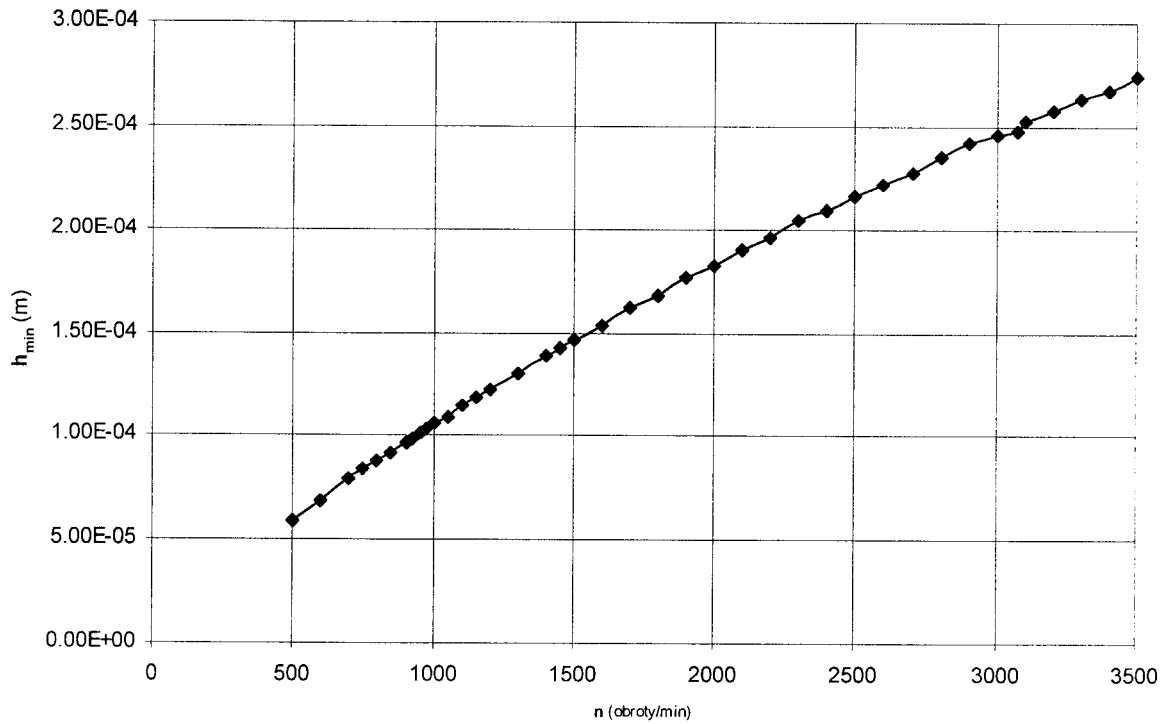
wartość h_{min} wynosi ~ 50 μm co jest wskaźnikiem zupełnie zadowalającym. Rys. 6 i 7 uwiadczenia znany fakt „wyostrzenia” się profilu ciśnienia hydrodynamicznego w miarę spadku prędkości obrotowej n (a więc wzrostu mimośrodowości względnej ϵ). Wartość ciśnienia P_{max} nie przekracza wartości 5 MPa, a więc nie przekracza zakresu bezpiecznego.

Celem analizy drgań wymuszonych przyjęto, iż na układ działa siła spowodowana niewyważeniem masy wirnika, przy czym przyjęto stały promień niewyważenia dla wszystkich prędkości obrotowych $\rho = r/\Delta R = 0.02$. Wyniki obliczeń przedstawione zostały na rys. 9 i 10. Zwraca tu uwagę charakterystyczny rezonans przy $n = 975$ obr/min. Oznacza to, że w warunkach wybiegu i rozruchu prędkość ta może okazać się niebezpieczna.

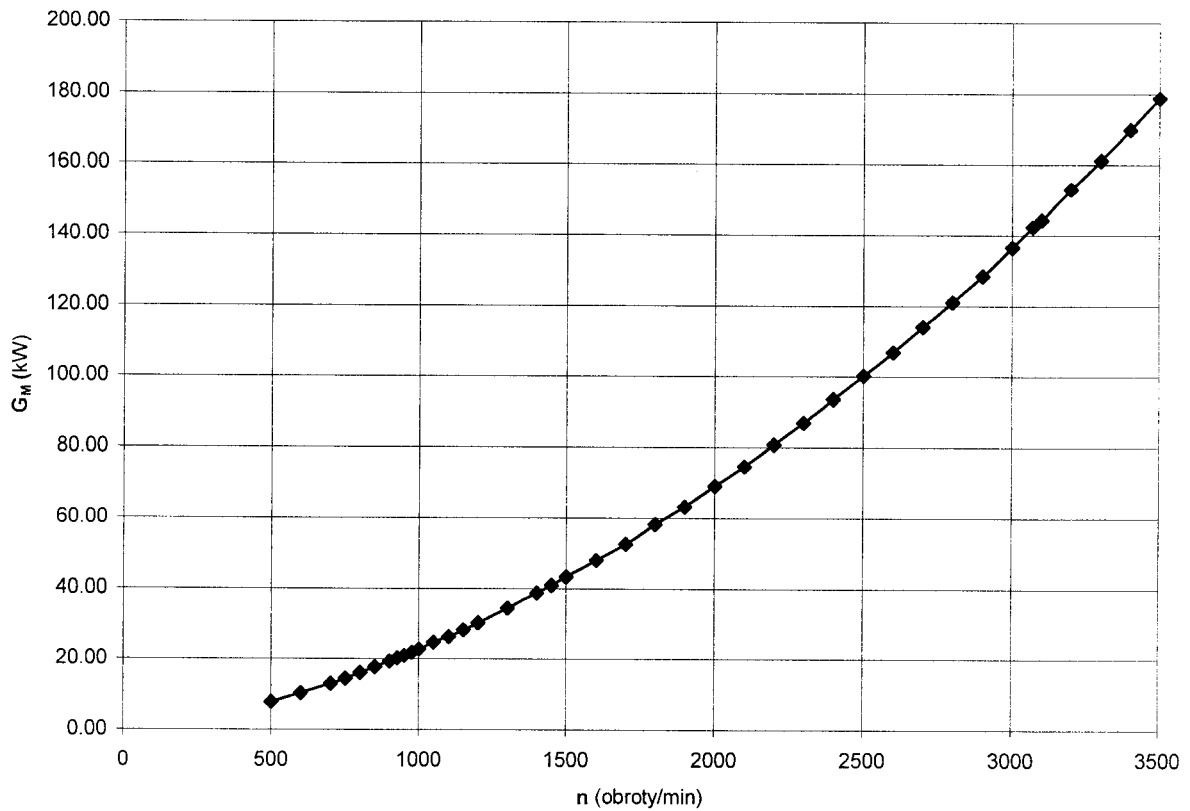
Analiza drgań swobodnych układu dostarcza w głównej mierze informacji na temat granicy stabilnej pracy układu. Układ z jednomasowym, symetrycznym i sztywnym wirnikiem może mieć co najwyżej dwie formy drgań własnych. Przebiegi krzywych tłumienia i częstości drgań tych form przedstawiają rys. 11 i 12. Z rys. 11 wynika, iż tłumienie pierwszej formy drgań własnych zaczyna przyjmować wartości ujemne w okolicach $n = 3070$ obr/min. Tego rodzaju punkt przejścia wyznacza granicę stabilnej pracy układu ω_{gr} . Jak widać leży ona niebezpiecznie blisko prędkości znamionowej $n = 3000$ obr/min. Przekroczenie granicy stabilności oznaczać może niebezpieczeństwo pojawiania się drgań samowzbudnych.



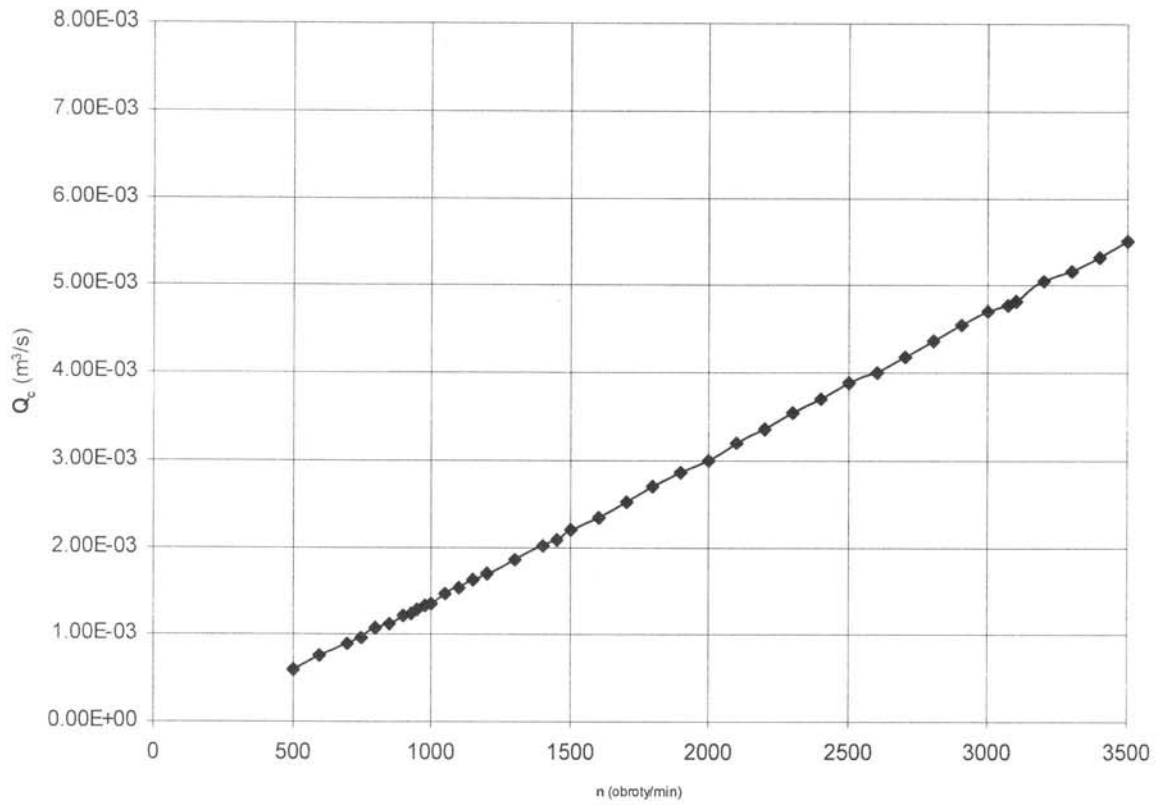
Rys.2. Maksymalne ciśnienie hydrodynamiczne w funkcji prędkości obrotowej czopa



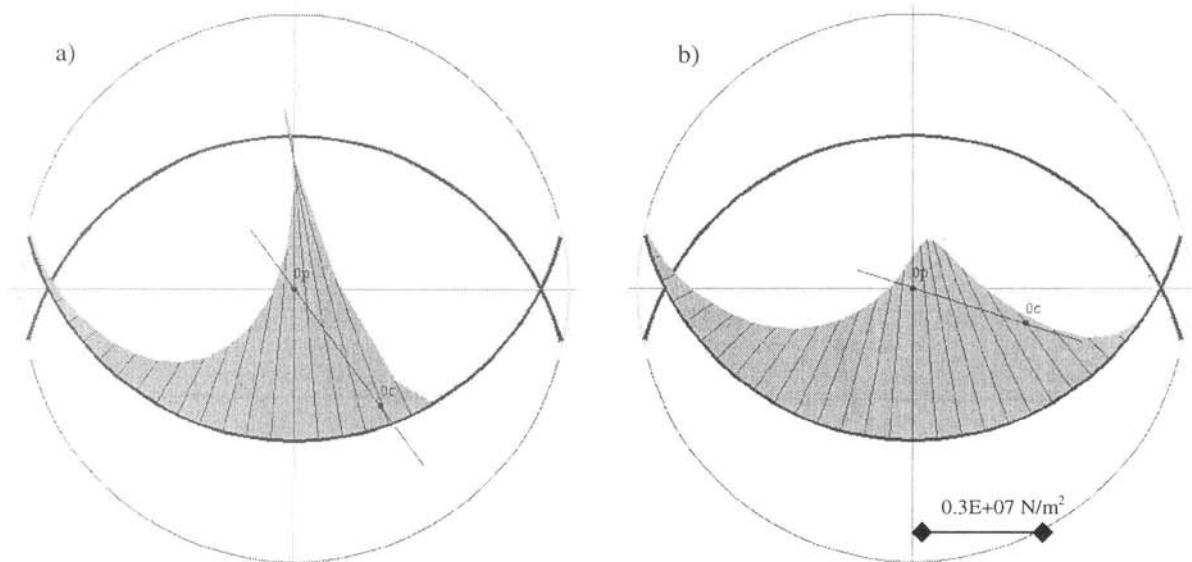
Rys.3. Minimalna grubość szczeliny smarnej w funkcji prędkości obrotowej czopa



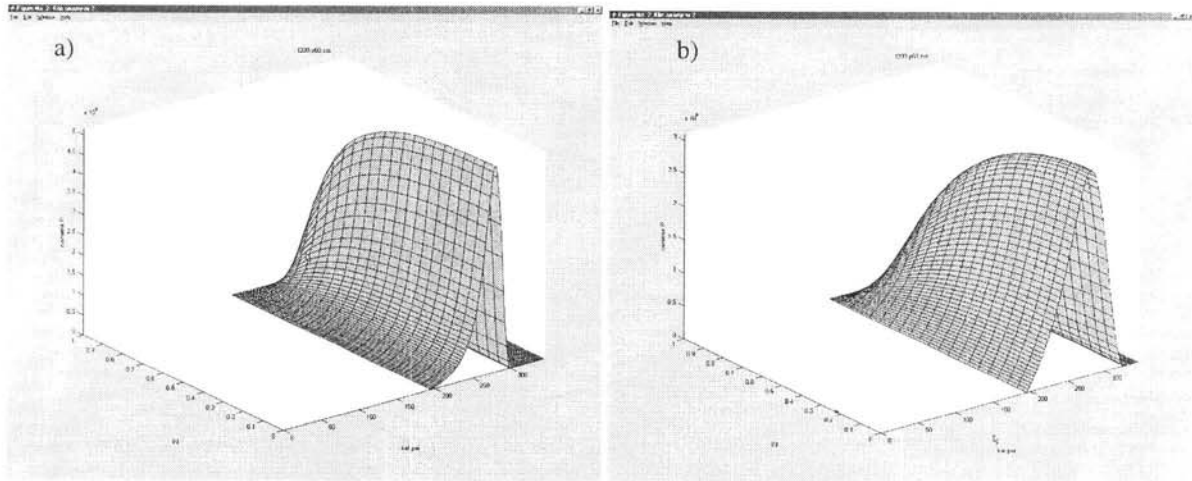
Rys.4. Moc tarcia hydrodynamicznego w funkcji prędkości obrotowej czopa



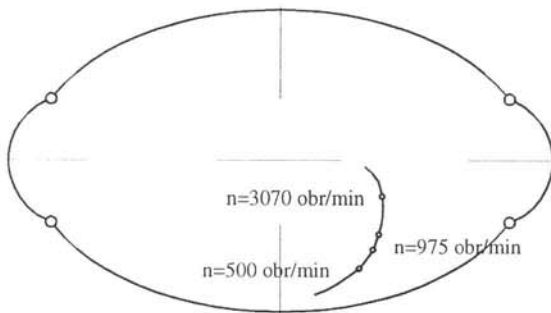
Rys.5. Całkowite zapotrzebowanie oleju w funkcji prędkości obrotowej czopa



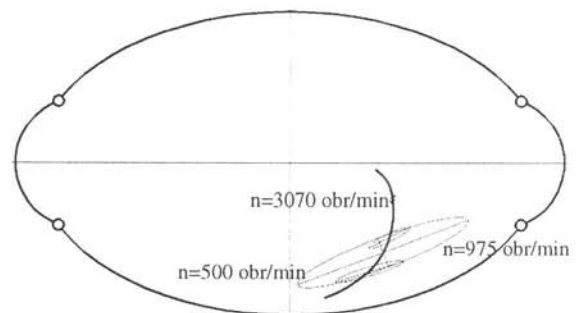
Rys.6. Rozkład ciśnień hydrodynamicznych w linii środkowej łożyska dla prędkości obrotowych:
 a) $n = 500$ obr/min, b) $n = 3200$ obr/min



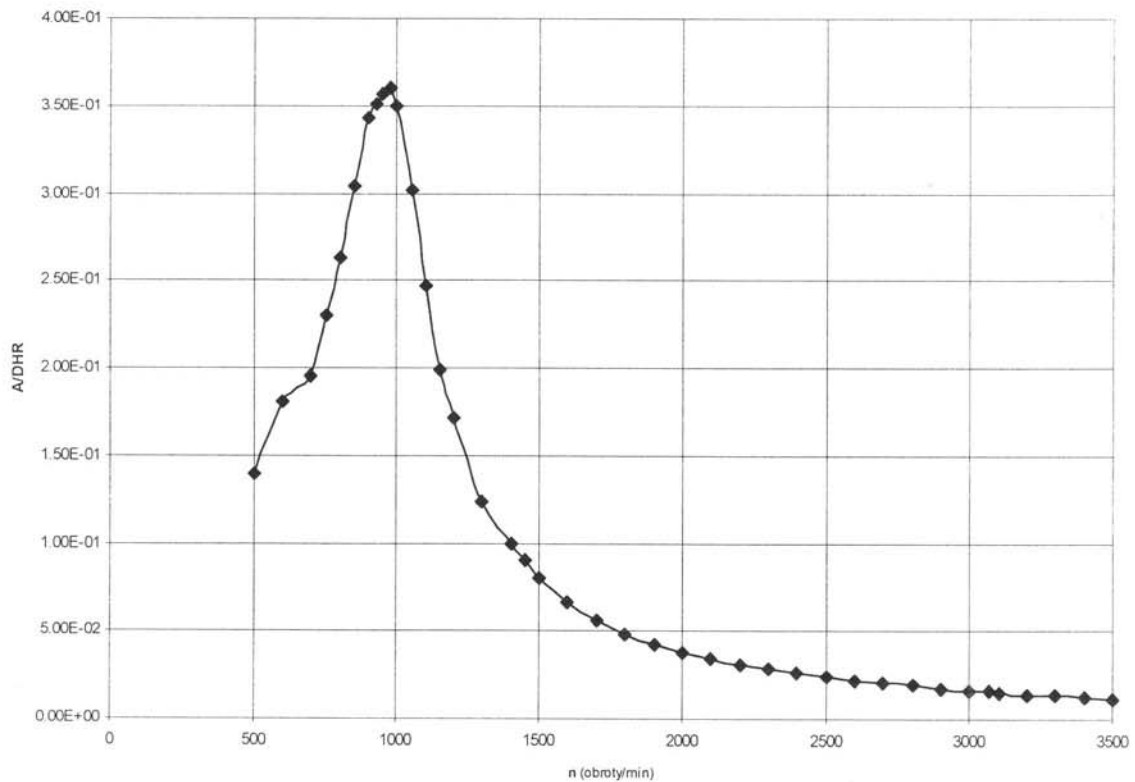
Rys.7. Rozkład ciśnień 3D dla prędkości obrotowych: a) $n = 500$ obr/min, b) $n = 3200$ obr/min



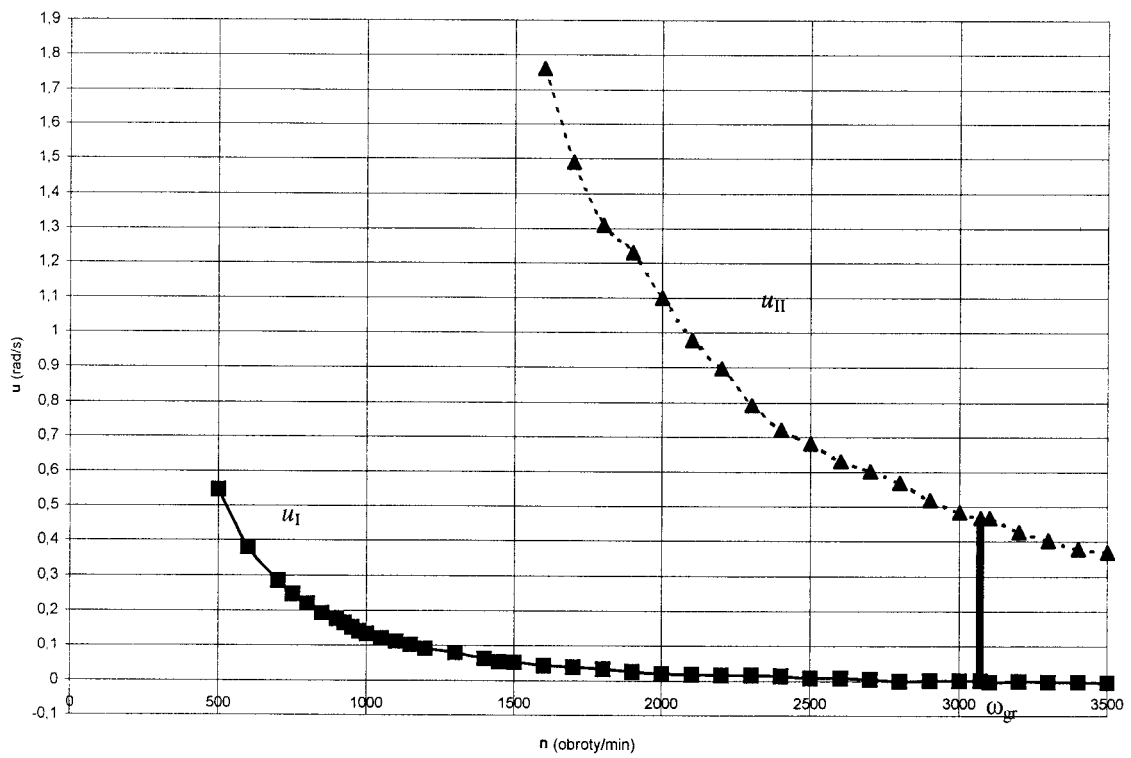
Rys.8. Półokrąg równowagi statycznej – położenia środka czopa w płaszczyźnie luzów dla różnych prędkości obrotowych



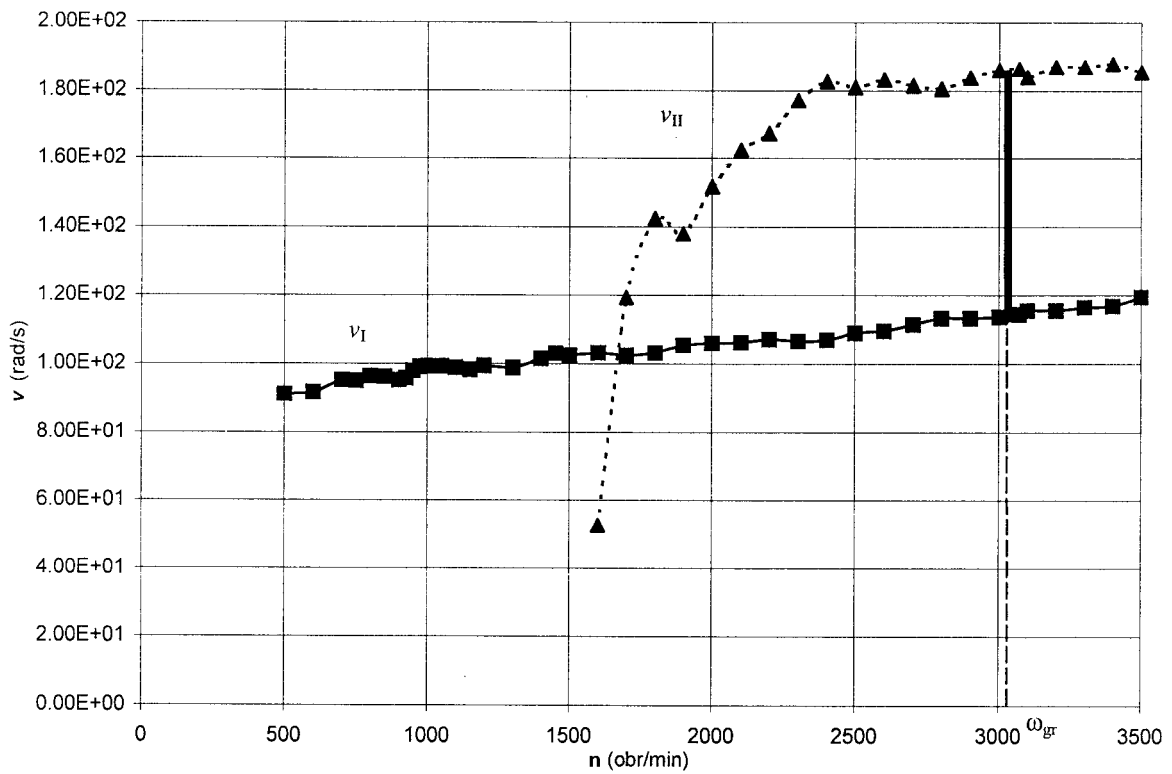
Rys.9. Trajektorie drgań wymuszonych dla różnych położenia czopa na „półokręgu” równowagi statycznej



Rys.10. Charakterystyka amplitudowo – częstotliwościowa. Amplituda drgań wymuszonych czopa przy działaniu na układ stałej synchronicznie wirującej siły.



Rys.11. Drgania swobodne układu. Przebieg krzywych tłumienia form drgań własnych I i II, ω_{gr} – granica stabilności układu



Rys.12. Częstość drgań swobodnych układu dla I i II formy drgań

5. UWAGI KOŃCOWE

Przeprowadzona analiza własności typowego łożyska ślizgowego dużej maszyny energetycznej dostarczyła kilku praktycznych informacji. Z punktu widzenia charakterystyk statycznych łożysko pracuje w bardzo bezpiecznym zakresie i posiada dużą rezerwę nośności. Z punktu widzenia własności dynamicznych niepokojące może być zbyt bliskie „sąsiedztwo” granicy stabilności układu i prędkości nominalnej. Uzyskane wyniki sugerują konieczność przeprowadzenia bardziej zaawansowanej analizy własności dynamicznych układu rzeczywistego, a więc układu wielopodporowego z wielomasowym wirnikiem. Dopiero potwierdzenie tych wyników stanowi może ważną wskazówkę dla projektantów i eksploatorów tych maszyn.

Niemniej jednak uzyskanie wstępnych informacji za pomocą znacznie prostszych modeli, jak wykazały zamieszczone w pracy przykłady, może mieć duże znaczenie praktyczne dla służb eksploatacyjnych i diagnostycznych.

6. LITERATURA

- [1] J. Kiciński: *Teoria i badania hydrodynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych*. Ossolineum, Wrocław 1994 r.
- [2] J. Kiciński, A. Markiewicz-Kicińska: *Programy komputerowe serii IZOTER/DIATER do analizy własności statycznych i dynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych*, IMP PAN Gdańsk 1998 r.



Prof. **Jan Kiciński** jest kierownikiem Zakładu Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych oraz Zastępcą Dyrektora ds. Naukowych w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Od wielu już lat zajmuje się modelowaniem oddziaływań dynamicznych

zachodzących w złożonych układach typu wirnik-łożyska-fundament oraz modelowaniem własności łożysk ślizgowych. Opracował trójwymiarowy tzw. elastodiatermiczny model wymiany ciepła w węzłach łożyskowych. Prace te prowadzi pod kątem możliwości pozyskania relacji diagnostycznych metodą nieliniowej analizy komputerowej. Przedmiot szczególnych zainteresowań stanowi diagnostyka według modelu odnosząca się do dużych obiektów energetycznych takich jak turbozespoły dużej mocy.



Mgr inż. **Wojciech Miąskowski**, urodził się w 1971 roku w Iławie. Absolwent Wydziału Mechanicznego Akademii Rolniczo - Technicznej w Olsztynie (1996 r.). Współautor kilkunastu opracowań dla przemysłu z zakresu analizy wytrzymałościowej przestrzennych ustrojów kratowych. Obecnie zainteresowania autora obejmują zagadnienia związane z modelowaniem oddziaływań dynamicznych zachodzących w podukładach typu: linia wirników- łożyska ślizgowe-podpory-fundament.

DIAGNOZOWANIE SPECJALNYCH ŁOŻYSK TOCZNYCH

Michał STYP-REKOWSKI

Wydział Mechaniczny, Zakład Obrabiarek i Robotów

Akademia Techniczno-Rolnicza, ul. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz, E-mail: msr@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W artykule rozpatrzono możliwości wykorzystania oporów ruchu jako sygnału w diagnozowaniu łożysk tocznych. Przyjmując określoną wartość oporów jako wartość graniczną wyznaczano trwałość łożysk. Badania przeprowadzono na przykładzie skośnych łożysk kulkowych. Stwierdzono, że rozkład wyników eksperymentalnych badań trwałości łożysk określonej w powyższy sposób nie zawsze pokrywał się z typowym dla łożysk tocznych rozkładem Weibulla. Na podstawie przeprowadzonych testów zgodności λ Kołmogorowa z hipotetycznymi rozkładami: normalnym i beta stwierdzono, że w większości testowanych przypadków nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy o zgodności rozkładów badanych populacji z rozkładami hipotetycznymi. Badania nie wykazały istnienia rozkładu uprzywilejowanego.

Słowa kluczowe: Łożyska toczne, trwałość, opory ruchu, sygnał diagnostyczny, rozkłady zmiennych

DIAGNOSE OF SPECIAL ROLLING BEARINGS

Michał STYP-REKOWSKI

Summary

In this paper there are discussed the possibilities of application of resistance to motion in diagnose of rolling bearings. Durability of the bearings is assigned as a boundary value assuming determined value of resistance to motion. The experiments were worked out on the angular ball bearings as the objects of investigations. It seems that experiment's results distribution of durability determined on such the way not always was the same like for typical rolling bearings, i.e. Weibull distribution. On the base of the λ Kolmogorov test of goodness of fit with hypothetical distributions: Gaussian, beta and Weibull one discover that in major part of tested events there are not the reason for turning down the hypothesis of goodness of fit of tested population with hypothetical distributions. The tests did not indicate preferential distributions.

1. WPROWADZENIE

Łożyska toczne to typowe elementy powszechnie stosowane we wszelkiego rodzaju maszynach. Mają one zwykle niewielki udział w całości kosztów i masie maszyn lub urządzeń, duży natomiast jest ich wpływ na jakość. Z danych literaturowych wynika, że uszkodzenia węzłów kinematycznych, wśród nich węzłów łożyskowych, nawet w 90% przypadków stanowią przyczynę utraty zdolności całych maszyn [5].

Uwzględniając wymagania konstrukcyjne oraz oczekiwania użytkowników maszyn, jako wielkości kryterialne jakości łożysk tocznych przyjmuje się następujące cechy:

- zużycie:
 - zmęczeniuowe,
 - cierne,
- poziom drgań,
- opory ruchu.

Każda z powyższych cech ma swoją miarę (jedna lub więcej), która może być wykorzystywana

jako sygnał diagnostyczny. Wymienione kryteria można stosować oddzielnie bądź łącznie w różnych konfiguracjach.

W zależności od przeznaczenia łożysk znaczenie powyższych kryteriów będzie różne, np. łożyska stosowane w pojazdach samochodowych powinny charakteryzować się przede wszystkim dużą odpornością na zużycie, a w rowerach – małymi oporami ruchu. Tak więc, określane przez producentów wartości graniczne wielkości będących pochodnymi powyższych cech użytkowych mogą być różne w zależności od przeznaczenia łożysk.

Od przyjętego kryterium może również zależeć trwałość łożysk przyjmowana jako zdolność zachowania zdolności do realizowania założonych zadań. W takim ujęciu trwałości niektóre łożyska toczne już w chwili ich wytworzenia nie nadają się do konkretnych zastosowań, czyli dla pewnej grupy zastosowań ich trwałość może być równa zero [9].

2. ZAKRES PROPONOWANYCH BADAŃ DIAGNOSTYCZNYCH SPECJALNYCH ŁOŻYSK TOCZNYCH

W tworzeniu wszelkich procedur diagnostycznych podstawowymi zagadnieniami są [3, 10]:

- wnioskowanie diagnostyczne oparte na modelach matematycznych,
- wyznaczanie granicznych wartości wielkości przyjętych jako sygnały diagnostyczne.

Z powyższego stwierdzenia wynikają dwa zadania badawcze. Pierwsze z nich to wyznaczenie symptomów zmieniających się wraz ze zmianą stanu technicznego badanego obiektu a następnie opracowanie modeli, które stanowić powinny uogólniony opis wyników badań i zaobserwowanych relacji między wielkościami: umożliwiającymi opisanie stanu obiektu a przyjętymi jako sygnał diagnostyczny. Dla pełniejszych możliwości wykorzystania rezultatów badań należy także zidentyfikować rozkład wyników eksperymentu. W realizacji tego zadania można korzystać z ciągle rozszerzającego się zbioru modeli, np.: probabilistycznych, deterministycznych, neuronowych i innych.

Drugim zadaniem wynikającym z przyjętego na wstępie stwierdzenia jest ustalenie, w oparciu o racjonalne kryteria, wartości symptomu stanowiącej granicę między stanami: zdatnym i niezdatnym badanego obiektu. Przyjęcie takiej koncepcji prowadzi do dwuwartościowego wnioskowania diagnostycznego polegającego na porównaniu bieżącej wartości z wartością graniczną symptomu. Dla jednego symptomu stanu istnieć będą dwie alternatywne możliwości:

$$S < S_{gr} \quad \text{lub} \quad S \geq S_{gr} \quad (1)$$

Pierwszy przypadek to stan zdatności. Przekroczenie granicznej wartości wielkości przyjmowanej jako miara danej cechy oznacza utratę zdatności badanego obiektu czyli przejście ze stanu zdatności w stan niezdatności (chwilowej lub trwałej) – przypadek drugi.

Z przeprowadzonych powyżej rozważań wynika istotne znaczenie wyznaczenia granicznych wartości sygnałów diagnostycznych, których miarę w określonych warunkach przyjmuje się jako symptom stanu badanego obiektu.

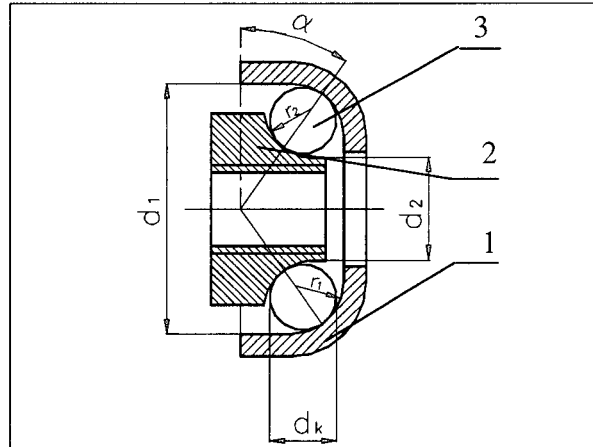
Powyższe zadania zostaną zrealizowane w celu umożliwienia diagnozowania łożysk specjalnych wykorzystując w tym celu monitorowanie oporów ruchu

3. DIAGNOZOWANY OBIEKT

W badaniach trwałości jako obiekt badań przyjęto specjalne łożyska toczne. Postać konstrukcyjna takiego łożyska przedstawiono na rys. 1. Jest to skośna odmiana łożyska kulkowego. Na podstawie analizy cech konstrukcyjnych badanych łożysk i porównania ich z cechami łożysk typowych zaliczono je do grupy łożysk specjalnych.

Łożyska kulkowe skośne z racji swoich geometrycznych cech konstrukcyjnych charakteryzują

się większym udziałem poślizgów w procesie zużycia niż ma to miejsce w łożyskach poprzecznych. Badania [6] wykazały, że ponad 50% łożysk eksploatowanych w pojazdach samochodowych, traci możliwość realizacji nałożonych zadań, w rezultacie zużycia ciernego. Ponieważ duża część łożysk tocznych w samochodach to różne odmiany łożysk skośnych, wyraźnie widać duże znaczenie zagadnienia oporów ruchu w diagnozowaniu tej odmiany łożysk.



Rys. 1. Uproszczona postać konstrukcyjna rowerowego łożyska tocznego wraz z charakterystycznymi wymiarami: 1-pierścień zewnętrzny, 2-pierścień wewnętrzny, 3-elementy toczne

Istotność rozważanego zjawiska spowodowała, że miara oporów ruchu – moment przeciwdziałający ruchowi – została przyjęta jako symptom stanu w proponowanej metodzie diagnozowania specjalnych skośnych łożysk kulkowych.

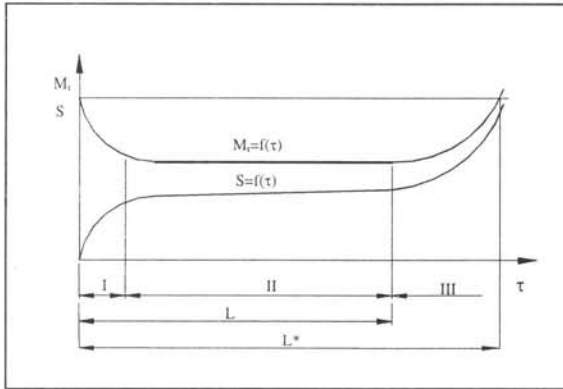
4. GRANICZNA WARTOŚĆ SYGNAŁU DIAGNOSTYCZNEGO

Trwałość, zarówno złożonego obiektu technicznego jak i jego części składowych to czas w jakim poprawnie wypełniają one nałożone zadania.

Typowy proces zużycia może być zobrazowany, np. krzywą „życia” obiektu technicznego. Najbardziej ogólna postać tej krzywej, przedstawiona na rys. 2, charakteryzuje się trzema stadiami zmian intensywności symptomu (S):

- I - degresywnego wzrostu,
- II - ustalonego poziomu lub niewielkich zmian,
- III - progresywnego wzrostu.

W dalszych rozważaniach wykorzystano wyniki eksperymentalnych badań specjalnych skośnych łożysk kulkowych [7]. W badaniach tych jedną z wielkości wyjściowych były właśnie opory ruchu (M). Krzywa „życia” dla tego symptomu ma postać tzw. krzywej wannowej i może być opisana, np. funkcją $M_i = f(\tau)$. Zmiana wartości oporów ruchu w funkcji czasu (τ) przebiega także w trzech stadiach, z których jedynie pierwszy ma odmienny charakter od omawianej wcześniej krzywej $S = f(\tau)$ - rys. 2.



Rys. 2. Krzywe „życia” obiektu technicznego jako funkcje czasu: 1 – intensywności symptomu zużycia, $S = f(\tau)$, 2 – poziomu oporów ruchu w łożysku, $M_t = f(\tau)$

W pierwszym z nich – nazywanym okresem docierania – obserwuje się obniżanie poziomu oporów ruchu głównie w wyniku zmian struktury geometrycznej powierzchni towarzyszących transformacji technologicznej warstwy wierzchniej w warstwę eksploatacyjną [1]. W drugiej połowie XX wieku w przemyśle, np. samochodowym, pojawiła się tendencja do minimalizacji tego okresu, tzn. jego skracania i zmniejszania obserwowanych w nim zmian intensywności symptomu lub samego symptomu stanu. Tendencja trwa do chwili obecnej i doprowadziła do tego, że okres docierania jest szczytkowy a w niektórych przypadkach można uznać, że w ogóle nie występuje.

Pozostałe dwa okresy różnią się intensywnością zmian lub czasem ich trwania albo obydwoma cechami łącznie. Te różnice, a przede wszystkim trudności w jednoznacznym zidentyfikowaniu momentu zakończenia okresu II i początku III były przyczyną zaproponowania innego sposobu określania trwałości łożysk. Jako trwałość w prezentowanych badaniach przyjmowano czas od początku pracy do momentu gdy wartość oporów ruchu w łożysku osiągała wartość równą początkowej. Graficzną interpretację tak ujętej trwałości, oznaczonej L^* , przedstawiono na rys. 2.

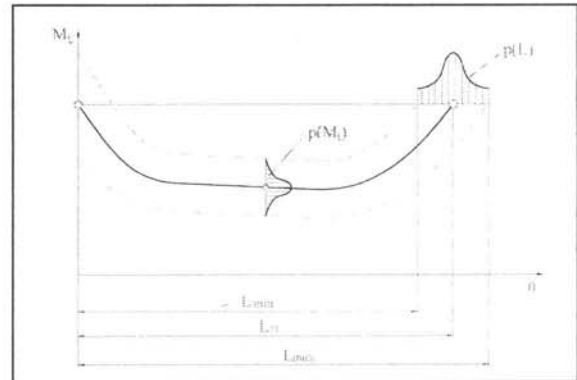
Przyjęta trwałość jest sumą okresów I i II oraz części okresu III. W tym ostatnim, badane łożyska wykazywały już niekiedy objawy zużycia w postaci drobnych wykruszeń zmęczeniowych, powodujących, między innymi zwiększoną emisję akustyczną. W dalszym ciągu w zadowalający sposób spełniały one swoje zasadnicze cele.

Wyznaczanie trwałości skośnych łożysk kulkowych na podstawie obserwacji oporów ruchu stanowi istotne novum w stosunku do metod tradycyjnych, np. wibroakustycznych, w których jako symptom przyjmuje się stan powierzchni roboczych.

5. ROZKŁAD WARTOŚCI BADANYCH WIELKOŚCI

Na etapie wnioskowania diagnostycznego istotnym zagadnieniem jest zidentyfikowanie rozkładu zmiennych wartości wielkości przyjętych jako symptom diagnostyczny. Umożliwia to właściwe opracowanie modelu matematycznego pozwalającego między innymi na szersze wykorzystanie wyników badań – nie tylko do celów diagnostycznych, lecz także, np. do prognozowania stanu technicznego badanych obiektów.

Zarejestrowane wyniki badań oporów ruchu charakteryzują się pewnym rozrzutem. Istnieje więc prawdopodobieństwo $p(M_t)$, z jakim można oczekiwać wartości M_t z zadanego przedziału. Ponieważ wartość oporów ruchu, równą tej na początku badań, przyjęto jako wartość graniczną przy wyznaczaniu trwałości łożysk, istnieje prawdopodobieństwo $p(L)$ o pewnym rozkładzie, uzyskania oczekiwanych trwałości z zadanego przedziału – rys. 3.



Rys. 3. Wartość oporów ruchu M_t jako funkcja ilości wykonanych obrotów n z hipotetycznymi rozkładami prawdopodobieństwa oporów ruchu $p(M_t)$ i trwałości $p(L_{n(10)})$

W przypadku łożysk, w których trwałość zdeterminowana jest przebiegiem zjawisk zmęczeniowych, z dużą dokładnością przyjmuje się, że wyniki badań trwałościowych można opisać rozkładem Weibulla – najczęściej trójparametrowym. Badania [7] wykazały, że w odniesieniu do specjalnych skośnych łożysk kulkowych nie zawsze jest to właściwe. Przeprowadzone badania statystyczne miały umożliwić zidentyfikowanie rzeczywistych rozkładów wyników badań doświadczalnych i porównanie ich z rozkładem typowym (Weibulla).

5.1. Wybór hipotetycznych rozkładów wyników badań empirycznych

Programy STATGRAPHICS i STATISTICA wykorzystywane do opracowania i prezentacji wyników badań, zarówno analitycznych jak również empirycznych, zawierają obszerne zbiory

rozkładów. W rezultacie ich przeglądu i analizy do dalszych rozważań przyjęto poniższe zbiory:

- normalny, o funkcji gęstości zmiennej x w postaci:

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}s} \cdot e^{-\frac{(x-m)^2}{2s^2}} \quad (2)$$

przy czym x jest zmienną w przedziale: $(-\infty, +\infty)$,

- beta, dla którego funkcja gęstości zmiennej x należącej do przedziału $x \in (0,1)$ wyrażona jest zależnością:

$$f(x) = \frac{x^{a-1}(1-x)^{b-1}}{B(a,b)} \quad (3)$$

- Weibulla z funkcją gęstości zmiennej $x \in (0, +\infty)$ wyrażoną równaniem:

$$f(x) = a \cdot b^{-a} \cdot x^{a-1} \cdot e^{-\left(\frac{x}{b}\right)^a} \quad (4)$$

Symbole użyte w powyższych wzorach są zgodne z oznaczeniami powszechnie stosowanymi w statystyce.

Dwa pierwsze z nich wykazywały zgodność z wynikami empirycznymi podczas wstępnej, szacunkowej oceny przydatności poszczególnych rozkładów, natomiast rozkład Weibulla przyjęto jako typowy dla łożysk tocznych.

5.2. Wybór metody testowania

Do sprawdzania hipotezy, że badana populacja ma określony typ rozkładu służą testy zgodności. W praktyce najczęściej wykorzystywane są dwa z nich [4]:

- chi-kwadrat (χ^2),
- λ Kołmogorowa.

W praktyce badawczej używa się także testu wzajemnej zgodności rozkładów empirycznych, czyli testu Kołmogorowa-Smirnowa.

Test zgodności chi-kwadrat (χ^2)

Jest to jeden z najbardziej rozpowszechnionych testów zgodności. Stosuje się go zarówno do rozkładów ciągłych jak i skokowych. Populacje dzielone są na klasy wartości i dla każdej klasy z założonego rozkładu hipotetycznego oblicza się liczebności teoretyczne, które porównuje się z empirycznymi za pomocą odpowiedniej statystyki (χ^2). Gdy statystyka χ^2 obliczona na podstawie różnic między liczebnościami empirycznymi a teoretycznymi jest większa od wartości krytycznej χ^2_α wyznaczonej dla założonego poziomu istotności α , hipotezę, że badana populacja ma testowany rozkład teoretyczny odrzuca się.

Ograniczeniem stosowania tego testu jest liczność populacji. Musi być ona duża gdyż jej elementy dzielimy na klasy wartości, które powinny być dostatecznie liczne. Przyjmuje się, że każda klasa wartości powinna zawierać przynajmniej 8 wyników próby.

Test zgodności λ Kołmogorowa

W teście tym porównuje się dystrybuantę empiryczną z hipotetyczną. Jeśli populacja generalna ma rozkład zgodny z hipotezą to wartości dystrybuanty empirycznej i hipotetycznej powinny być we wszystkich badanych punktach zbliżone. Na wejściu do testu λ Kołmogorowa jest analiza bezwzględnych wartości różnic między tymi dwiema dystrybuantami. Największa różnica służy do budowy statystyki λ . Jej rozkład wykorzystuje się z kolei do wyznaczania obszaru krytycznego, przy czym jeżeli maksymalna różnica w pewnym punkcie obszaru zmienności badanej wielkości jest większa od wartości krytycznej λ_α to hipotezę, że rozkład populacji ma założoną dystrybuantę należy odrzucić.

Istotnym założeniem ograniczającym stosowanie tego testu jest warunek aby przyjęta w badaniach dystrybuanta hipotetyczna była ciągła.

Test zgodności Kołmogorowa-Smirnowa

Wykorzystywany jest on do weryfikowania hipotezy, że dwie populacje mają ten sam rozkład. Rozpatruje się w nim różnice między obydwiema dystrybuantami empirycznymi. Przy wyznaczaniu obszaru krytycznego dla tego testu korzysta się z granicznego rozkładu statystyki λ Kołmogorowa. Warunkiem przyjęcia lub odrzucenia hipotezy, że obie próby pochodzą z tej samej populacji są takie same jak w teście λ Kołmogorowa, tzn. gdy obliczona wartość statystyki λ jest większa od wartości krytycznej λ_α – hipotezę odrzucamy; w przeciwnym przypadku – nie ma podstaw do tego.

Test Kołmogorowa-Smirnowa ma ograniczone zastosowanie gdyż stosuje się go jedynie dla ciągłych rozkładów testowanej wielkości.

W wyniku wstępnej analizy uzyskanych wyników badań empirycznych, niezbędnej dla wyboru jednego z powyższych testów w trwałościowych badaniach analitycznych zdecydowano się zastosować test λ Kołmogorowa w wersji dla małej liczności próby [2]. O tym wyborze zdecydowały przede wszystkim dwa argumenty formalne:

- liczność populacji wynosiła 30 prób (przy zarejestrowanym rozrzucie była więc zbyt mała aby zastosować test chi-kwadrat),
- dystrybuanty przyjętych rozkładów hipotetycznych (normalnego, beta i Weibulla) są ciągłe.

6. WYNIKI BADAŃ

6.1. Badania eksperymentalne

Dla realizacji pierwszego z przyjętych w rozdziale 2 zadań badawczych wykorzystano badania eksperymentalne, w rezultacie których opracowano model matematyczny pozwalający określić poziom oporów ruchu w badanych łożyskach w funkcji ich cech konstrukcyjnych [7].

Jako zmienne niezależne w tych badaniach przyjęto:

- geometryczny współczynnik dopasowania kulki i profilu bieżni na pierścieniu wewnętrznym $\delta_2=2r_2/d_k$ – rys. 1 (trwałość tego elementu determinuje trwałość całego łożyska), przyjęty w przedziale $\langle 1,01; 1,09 \rangle$,
- napięcie wstępne P_x łożysk w węzle łożyskowym, w przedziale $\langle 10; 100 \rangle$ N,
- twardość bieżni H_2 na pierścieniu wewnętrznym: $H_2 = 150; 300, 450$ HV.

Czynnikami stałymi w badaniach były: obciążenie zewnętrzne, ($P_y = 250$ N) prędkość obrotowa ($n = 24$ s⁻¹), sposób smarowania, rodzaj i ilość smaru (na początku badań przestrzeń pomiędzy kulkami i bieżniami wypełniano smarem ŁT43), pozostałe geometryczne cechy konstrukcyjne łożyska.

Opracowany w rezultacie powyższych badań model matematyczny, ujmujący zależność oporów ruchu od wybranych cech konstrukcyjnych ma formę równania regresji drugiego stopnia [8]:

$$M_l = (-383,60 \delta_2 + 169,56 \delta_2^2 + 0,107P_x - 0,00018P_x^2 - 0,09193H_2 + 0,000117H_2^2 + 256,431)10^{-4}, \text{ Nm} \quad (5)$$

Moment oporu, który można obliczyć z powyższego równania jest przyjętym symptomem diagnostycznym a jego wartość stanowi wartość graniczną w przyjętej metodzie wyznaczania trwałości specjalnych łożysk tocznych. Wartość ta jest także równa oporom ruchu jakimi charakteryzują się nowe łożyska o określonych cechach konstrukcyjnych.

W tych samych badaniach wyznaczono równanie regresji w postaci:

$$L_{n(10)} = (25,48 \delta_2 - 14,06 \delta_2^2 + 0,07P_x + 0,02H_2 - 9,47)10^6, \text{ obr.} \quad (6)$$

umożliwiające określanie trwałości łożysk o takich samych jak wyżej cechach konstrukcyjnych.

Na podstawie wyżej przedstawionych rezultatów badań można więc stwierdzić, że zrealizowane zostało pierwsze zadanie badawcze sformułowane w rozdziale 2.

6.2. Badania analityczne

Testowi zgodności z wybranymi rozkładami poddano sześć 30 elementowych zbiorów wyników badań doświadczalnych oznaczonych od T1 do T6, przy czym poszczególne zbiory zawierały rezultaty badań łożysk, których pierścienie wewnętrzne (przyjęte w badaniach jako próbki) wykonano z następujących materiałów:

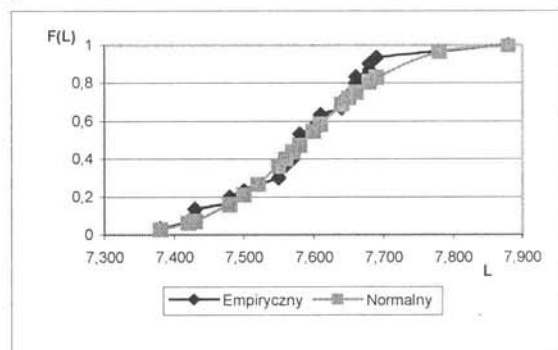
- T1 i T2 – stal A11 poddana węgloazotowaniu,
- T3 i T4 – stal 45 ulepszone cieplnie do 30±2 HRC,
- T5 i T6 – stal 45 w stanie normalizowanym.

Nieparzyste zbiory (T1, T3, T5) utworzono z wyników badań próbek mających promień profilu bieżni wewnętrznej $r_2=2,50$ mm a parzyste (T2, T4, T6) z badań próbek o promieniu $r_2=2,55$ mm.

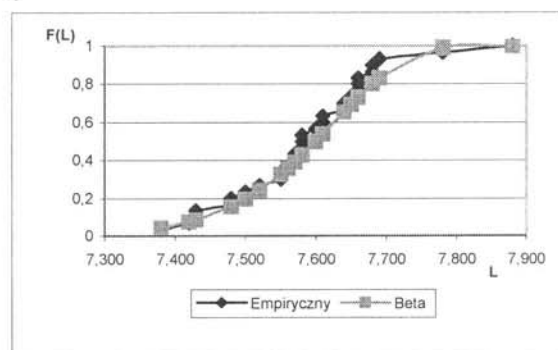
Ponieważ w teście λ Kołmogorowa dla zweryfikowania hipotezy o zgodności rozkładów

porównuje się dystrybuanty: hipotetyczną i empiryczną więc wyznaczono je dla wszystkich badanych rozkładów. Przykładowe wyniki obliczeń (dla zbioru T3) przedstawiono na rys. 4. Widoczna jest na nim duża zgodność dystrybuant we wszystkich porównywanych zestawach. Wyniki obliczonych statystyk potwierdzają te obserwacje gdyż stwierdzono, że nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy o zgodności dystrybuant: hipotetycznej i empirycznej w żadnym z 18 testowanych zbiorów.

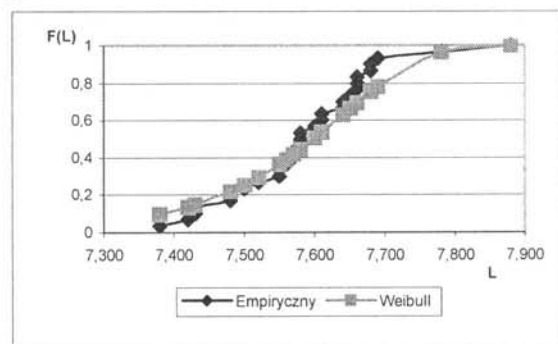
a)



b)



c)

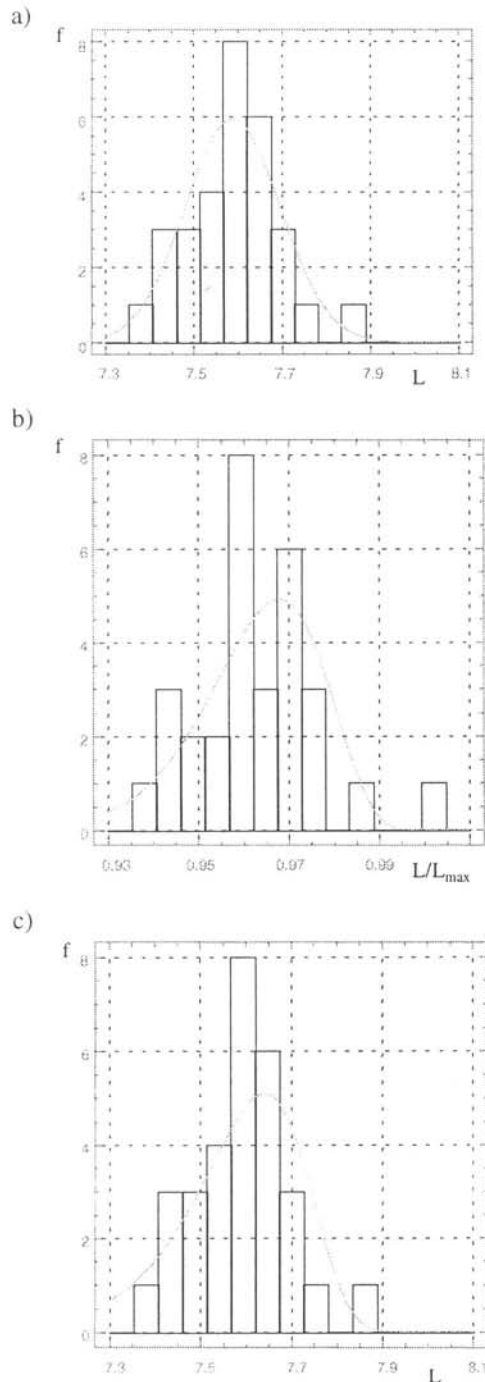


Rys. 4. Dystrybuanty empiryczne i hipotetyczne dla badanych rozkładów: a) normalnego, b) beta, c) Weibulla

Zgodność rozkładów wyników badań empirycznych z testowanymi rozkładami hipotetycznymi potwierdzają wykresy przedstawione na rys. 5 (wykonane także dla zbioru T3). Teoretyczne rozkłady gęstości wpisują się dobrze w histogramy przedstawiające rzeczywiste wyniki eksperymentu.

Na podstawie obliczonych wartości statystyk stwierdzono, że największy stopień zgodności z rozkładami empirycznymi ma rozkład normalny.

Badania analityczne dotyczące identyfikowania rozkładów wyników badań empirycznych można uznać za realizację drugiego zadania badawczego sformułowanego w początkowej części niniejszej pracy. W ten sposób zostały opracowane dane wejściowe umożliwiające diagnozowanie specjalnych łożysk tocznych na podstawie oporów ruchu w takiej odmianie łożysk tocznych.



Rys. 5. Histogramy empiryczne i wy-wykresy funkcji gęstości prawdopodobieństwa dla rozkładów: a) normalnego, b) beta, c) Weibulla

7. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych testów wśród badanych rozkładów nie stwierdzono istnienia rozkładu uprzywilejowanego. Wykazano w nich bowiem, że nie ma podstaw do odrzucenia sformułowanej hipotezy w odniesieniu do wszystkich przyjętych w badaniach analitycznych rozkładów hipotetycznych.

Przedstawiona w pracy procedura diagnostyczna nie stanowi konkurencji dla tradycyjnych, praktycznie zweryfikowanych i wszechstronnie opisanych teoretycznie metod diagnozowania typowych łożysk tocznych. Może ona natomiast stanowić uzupełnienie metod diagnostycznych użytecznych w badaniach łożysk specjalnych.

Możliwość stosowania oporów ruchu jako symptomu stanu istnieje na przykład tam, gdzie możliwe jest określanie oporów ruchu w węzle łożyskowym za pomocą tzw. metody wybiegu.

8. LITERATURA

- [1] Burakowski T., Marczak R., Senatorski J., Marczak M.: Znaczenie transformacji warsztwy wierzchniej technologicznej w eksploatacyjną. *Tribologia* nr 5-6, 1997, str. 477-485.
- [2] Benjamin J.R., Cornell C.A.: *Rachunek prawdopodobieństwa, statystyka matematyczna i teoria decyzji dla inżynierów*. Warszawa, WNT 1977.
- [3] Cempel Cz., Tomaszewski F. (redakcja): *Diagnostyka maszyn*. Radom, Wyd. MCNEMT 1992.
- [4] Greń J.: *Statystyka matematyczna, modele i zadania*. Warszawa, PWN 1982.
- [5] Nosal S.: *Tribologiczne aspekty zacierania się węzłów ślizgowych*. Wyd. Politechniki Poznańskiej, seria Rozprawy nr 328. Poznań 1998.
- [6] Schagerr H.: Bearing Failure. *Automobile Engineer*, t.57, No. 8, 1967, str. 947-954.
- [7] Styp-Rekowski M.: Znaczenie cech konstrukcyjnych dla trwałości skośnych łożysk tocznych. Wyd. Uczeln. ATR, seria Rozprawy z. 103. Bydgoszcz 2001.
- [8] Styp-Rekowski M., Knopik L.: Polioptymalizacja łożysk tocznych uwzględniająca losowość wyników eksperymentu. *Zesz. Nauk. Politechniki Koszalińskiej* nr 28. Koszalin 2001, str. 407-414.

- [9] Waligóra W.: Odporność na zmęczenie powierzchniowe stali łożyskowej poddanej obróbce laserowej. Zesz. Nauk. Politechniki Poznańskiej, seria Rozprawy nr 302. Poznań 1994.
- [10] Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn. Wyd. Uczeln. ATR. Bydgoszcz 1996.
-



Dr inż. Michał STYP-REKOWSKI – ur. 24 października 1946 roku w Bydgoszczy. Nauczyciel akademicki na Wydziale Mechanicznym Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy. Absolwent Wydziału Budowy Maszyn Politechniki Gdańskiej. Zajmuje się szerokim spektrum zagadnień dotyczących specjalnych łożysk tocznych. Z tą tematyką związana była także praca doktorska obroniona w 1985 roku na Wydziale Mechanicznym Energetycznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Autor ponad 80 oryginalnych prac z powyższego zakresu a także uwzględniających problematykę wpływu działalności technicznej człowieka - zwłaszcza w zakresie obróbek mechanicznych i erozyjnych – na środowisko.

PODSYSTEM DIAGNOSTYCZNY W SYSTEMACH DZIAŁANIA

Stanisław NIZIŃSKI

Wojskowy Instytut Techniki Panczernej i Samochodowej

ul. Okuniewska 1, 05-070 Sulejów

Streszczenie

W pracy rozpatrzono związki rachunku kosztów z funkcjonowaniem podsystemu diagnostycznego w systemie działania. Stwierdzono, że racjonalnie wdrożony i właściwie działający podsystem diagnostyczny zwiększa efektywność funkcjonowania przedsiębiorstwa, w aspekcie ustalonych zadań operacyjnych, taktycznych i strategicznych.

Słowa kluczowe: System działania, podsystem diagnostyczny, rachunek kosztów.

DIAGNOSTIC SUBSYSTEM IN EXECUTING SYSTEMS

Stanisław NIZIŃSKI

Summary

In the paper there were examined connections between costs calculation and functioning of the diagnostic subsystem in the executing systems. It was found out, that rationally implemented and properly operating, the diagnostic subsystem increases the company functioning effectiveness, concerning the operational tasks, tactical and strategic.

1. WPROWADZENIE

Racjonalna eksploatacja obiektów jest źródłem oszczędności surowców, energii i nakładów kapitałowych, podstawową strategią racjonalnego gospodarowania dowolnych systemów działania (np. przemysłowych, rolniczych, handlowych), umożliwiających uzyskanie korzyści i zysków. Istnieje zatem potrzeba i konieczność poszukiwania nowych metod podwyższania efektywności eksploatacji obiektów technicznych, w tym metod zarządzania.

Efektywność eksploatacji obiektów technicznych jest charakteryzowana wskaźnikami:

- skuteczności, opisującymi stopień osiągnięcia celów;
- ekonomiczności, określający relacje między, korzyściami, a nakładami.

Nakłady wyrażone w pieniądzu przyjmują postać kosztów. W warunkach gospodarki rynkowej koszty to podstawowy czynnik decydujący o wzroście efektywności gospodarowania. Podejmowanie, właściwych decyzji na każdym szczeblu zarządzania jest uwarunkowane odpowiednim zasobem informacji, w szczególności informacji ekonomicznej. Dostarczaniem informacji ekonomicznych zajmuje się rachunkowość.

2. MIEJSCE RACHUNKU KOSZTÓW W SYSTEMIE DZIAŁANIA

Dowolny system działania S_D (przedsiębiorstwo przemysłowe, rolnicze, usługowe, jednostki budżetowe itp.) można opisać wyrażeniem (rys. 1) [7]:

$$S_D = \langle S_1, S_2, R_{12} \rangle \quad (1)$$

gdzie:

- S_1 – podsystem sterowany (roboczy, wykonawczy);
- S_2 – podsystem sterujący (zarządzania);
- R_{12} – relacje.

System S_1 tworzą dwa podsystemy:

$$S_1 = \langle S_{RZ}, S_{LR}, R_{RR} \rangle \quad (2)$$

gdzie:

- S_{RZ} – podsystem realizacji zadań;
- S_{LR} – roboczy podsystem logistyki;
- R_{RR} – relacje.

Przeznaczenie, zadania i budowę wymienionych elementów systemów działania omówiono w pracy [6, 7].

Nieodzownymi elementami dowolnego systemu działania są dwa podsystemy:

- informacyjny (informatyczny) S_i ;
- ekonomiczny S_E .

Zasadniczym zadaniem podsystemu ekonomicznego dowolnego systemu działania jest analiza jego funkcjonowania, w aspekcie zasady racjonalnego gospodarowania. Istotą tej zasady jest zapewnienie takiego gospodarowania [1, 3, 5, 8], aby: „przy danym nakładzie środków otrzymać

maksymalny stopień realizacji celu, albo przy danym stopniu realizacji celu użyć minimalnego nakładu środków”.

Wyraźnie należy podkreślić że dominującą pozycję w systemie informacji ekonomicznej zajmuje podsystem rachunkowości. Według [4] około 70 % informacji ekonomicznych ma swoje źródło w księgowości, stąd też system rachunkowości należy uznać za jedno z głównych narzędzi podsystemu zarządzania systemem działania (rachunkowość zarządcza). Podsystem rachunkowości dostarcza informacji dla podsystemów: S_{EA} , S_{EE} , S_{EW} , S_{EC} , S_{ES} , które są także ważnymi ogniwami zarządzania systemem działania.

Zadaniem podsystemu S_{EA} analizy ekonomicznej jest dokonywanie analiz w zakresie: wyników produkcyjnych, kosztów własnych, kosztów eksploatacji obiektów technicznych, dochodów i wyników finansowych, efektywności czynników produkcji, sytuacji majątkowej i finansowej podsystemu, sytuacji ekonomicznej pracowników i innych.

Zadaniem podsystemu S_{EE} rachunku efektywności jest określenie ekonomiczności (opłacalności) oraz ekonomizacja planowanych (rachunek ex ante) lub wykonanych (rachunek ex post) zadań. Do wykonania tego zadania są niezbędne informacje z rachunku kosztów i rachunku wyników. Przykładem informacji potrzebnych w rachunku ekonomicznej efektywności zadań są: nakłady, koszty, przychody, zmiany kosztów, straty, stopa procentowa, okres obliczeniowy, rozkłady wielkości ekonomicznych w czasie, zysk, opłaty, podatki itp.

Zadaniem podsystemu S_{EW} rozrachunku wewnętrznego jest analiza i ocena funkcjonowania systemu działania w aspekcie efektywności jego gospodarowania z uwzględnieniem efektywności eksploatacji obiektów technicznych. Warunkiem niezbędnym funkcjonowania tego podsystemu są informacje z podsystemu rachunkowości, a dotyczące: kosztów, obniżki kosztów, strat, oszczędności, zysków opłacalności, innowacji, które pozwalają na bieżąco tworzyć zmienne sterujące (np.: budżet jednostki, premie, nagrody) systemem działania.

Zadaniem podsystemu S_{EC} controllingu jest wykorzystywanie w szerokim zakresie rachunkowości zarządczej do celów planowania i podejmowania decyzji i kontroli systemu działania. Podstawą controllingu jest rozbudowany system punktów, procedur, działań, narzędzi i zmiennych kontrolnych, pozwalających na wykrywanie odchyleń, rzeczywistych i planowanych wartości tych zmiennych w celu podjęcia działań korygujących.

Zadaniem podsystemu S_{ES} statystyki gospodarczej jest gromadzenie i przetwarzanie informacji w aspekcie genezy funkcjonowania systemu działania. Informacje te wykorzystuje się między innymi do: sporządzania sprawozdań i analiz, dokonywania badań porównawczych,

planowania, prognozowania, określania trendów i zależności statystycznych.

3. FUNKCJONOWANIE SYSTEMU DZIAŁANIA W ASPEKCIE KOSZTÓW EKSPLOATACJI OBIEKTÓW TECHNICZNYCH

Wejściem U_w do podsystemu S_{RZ} realizacji zadań są zasoby: ludzkie, finansowe i informacyjne. Wejściem U_k do roboczego podsystemu S_{LR} logistycznego są: materiały, półwyroby, maszyny, narzędzia, części wymienne, siła robocza itp., które są także wejściem do podsystemu realizacji zadań (rys. 1).

Wyjściami Y_w w podsystemie realizacji zadań są na przykład dla:

- przedsiębiorstwa przemysłowego – wyroby;
- przedsiębiorstwa rolnego – produkty rolne lub/i zwierzęce;
- przedsiębiorstwa handlowego – towary;
- jednostki budżetowej typu administracja publiczna – jakość usług.

Zwrócić należy uwagę na to, że w przemysłowych i rolniczych systemach działania wyjście Y_w (rys. 1) jest realizowane przez podsystem dystrybucji D_L roboczego podsystemu logistycznego S_{LR} , stąd też zachodzi równoważność $Y_w \equiv Y_{wL}$. W systemach działania typu jednostki budżetowe występuje tylko wyjście Y_w z podsystemu realizacji zadań S_{RZ} .

W ogólności wyjściem systemu działania mogą być: zasoby (rzeczowe, ludzkie, finansowe, informacyjne), wyroby, usługi, koszty, w tym koszty eksploatacji obiektów technicznych, wskaźniki efektywności itp.

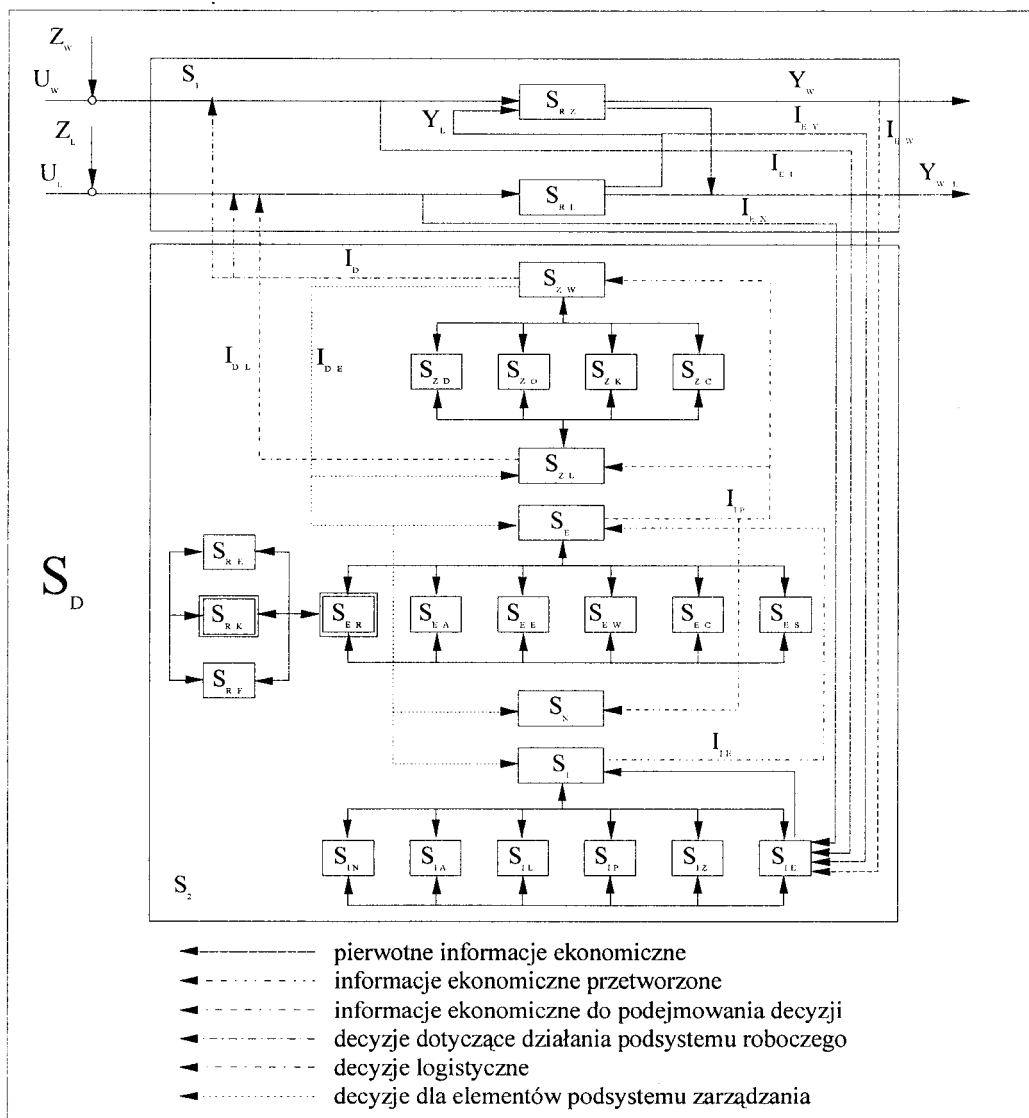
Podstawą podejmowania racjonalnych decyzji w systemach działania jest wiarygodna i użyteczna informacja. Zatem istotną rolę spełnia podsystem informacyjny S_I , w tym informatyczny podsystem S_{IE} systemu ekonomicznego.

Informatyczny podsystem S_{IE} systemu S_E ekonomicznego zbiera informacje w zakresie:

- wejść I_{EU} i wyjść I_{EW} podsystemu realizacji zadań;
- wejść I_{EX} i wyjść I_{EY} podsystemu logistycznego;
- stanu i potrzeb podsystemów S_{ZW} , S_{ZL} , S_E , S_I , S_N .

Podsystem informatyczny S_{IE} systemu ekonomicznego, zgromadzone informacje przechowuje i przetwarza według określonych algorytmów i programów zgodnie z wymaganiami podsystemów: rachunkowości S_{ER} , analiz ekonomicznych S_{EE} , rozrachunku wewnętrznego S_{EW} , controllingu S_{EC} , i statystyki gospodarczej S_{ES} .

Podsystem S_E ekonomiczny przetworzone i odpowiednio przygotowane informacje I_{EP} przekazuje według klucza do podsystemów: zarządzania szczebla najwyższego S_{ZW} , zarządzania logistyką S_{ZL} i innych S_N . Podkreślić należy, że wymienione podsystemy mają sprzężenia zwrotne i mogą przekazywać informacje fakultatywne i obligatoryjne do podsystemu S_I .



Rys. 1. Ilustracja miejsca rachunku kosztów w systemie działania: S_D – system działania, S_1 – podsystem sterowany (roboczy, wykonawczy), S_2 – podsystem sterujący (zarządzania), S_{RZ} – podsystem realizacji zadań, S_{RL} – logistyczny podsystem roboczy, S_{ZW} – podsystem zarządzania szczebla najwyższego, S_{ZD} – podsystem planowania i podejmowania decyzji, S_{ZO} – podsystem organizowania; S_{ZK} – podsystem kierowania, S_{ZC} – podsystem kontroli, S_{ZL} – podsystem zarządzania logistyką, S_E – podsystem ekonomiczny, S_{ER} – podsystem rachunkowości, S_{RE} – podsystem księgowości, S_{RK} – podsystem rachunku kosztów, S_{RF} – podsystem rachunku finansowego, S_{EA} – podsystem analiz ekonomicznych, S_{EE} – podsystem rachunku efektywności, ekonomicznej, S_{EW} – podsystem rozrachunku wewnętrznego, S_{EC} – podsystem controllingu, S_{ES} – podsystem statystyki gospodarczej, S_N – inne podsystemy, S_I – podsystem informatyczny, S_{IE} , S_{IZ} , S_{IP} , S_{IL} , S_{IA} , S_{IN} – odpowiednio podsystemy informatyczne podsystemów: ekonomicznego, zarządzania, podsystemu realizacji zadań, logistycznego, administracji, innych, U_W – wejście podsystemu realizacji zadań, Y_W – wyjście podsystemu realizacji zadań, Z_W – zakłócenia podsystemu realizacji zadań, U_L – wejście podsystemu logistycznego, Y_L – wejście podsystemu logistycznego, Y_{WL} – wyjście podsystemu realizacji zadań realizowane przez roboczy podsystem logistyczny, I_{EU} – informacja o stanie wejść podsystemu roboczego, I_{EW} – informacja o stanie wyjść systemu roboczego, I_{EX} – informacja o stanie wejść roboczego podsystemu logistycznego, Y_{EY} – informacja o stanie wyjść roboczego podsystemu logistycznego, I_E – informacja dla podsystemu ekonomicznego, I_{EP} – przetworzona informacja ekonomiczna, I_D – informacja (decyzje) podsystemu zarządzania szczebla najwyższego, I_{DE} – informacja dla elementów systemu zarządzania, I_{DL} – informacja (decyzje) kierownika logistyki

Podsystem S_{ZW} zarządzania szczebla najwyższego ma uprawnienia do podejmowania decyzji I_D , w tym ekonomicznych w stosunku do podsystemu S_{RZ} realizacji zadań i roboczego podsystemu S_{LR} logistycznego, a także decyzji I_{DE} w stosunku do pozostałych podsystemów.

Pozostałe podsystemy, w tym podsystem S_{ZL} zarządzania logistyką podejmują decyzje ekonomiczne w swoim uprawnionym zakresie, między innymi dotyczącej efektywności funkcjonowania eksploatacji obiektów technicznych. Poza tym przedstawiają istotne dane do przygotowania propozycji decyzji strategicznych, taktycznych, a także operacyjnych w skali systemu działania, na szczeblu systemu S_{ZW} .

4. PODSYSTEM DIAGNOSTYCZNY W SYSTEMACH DZIAŁANIA

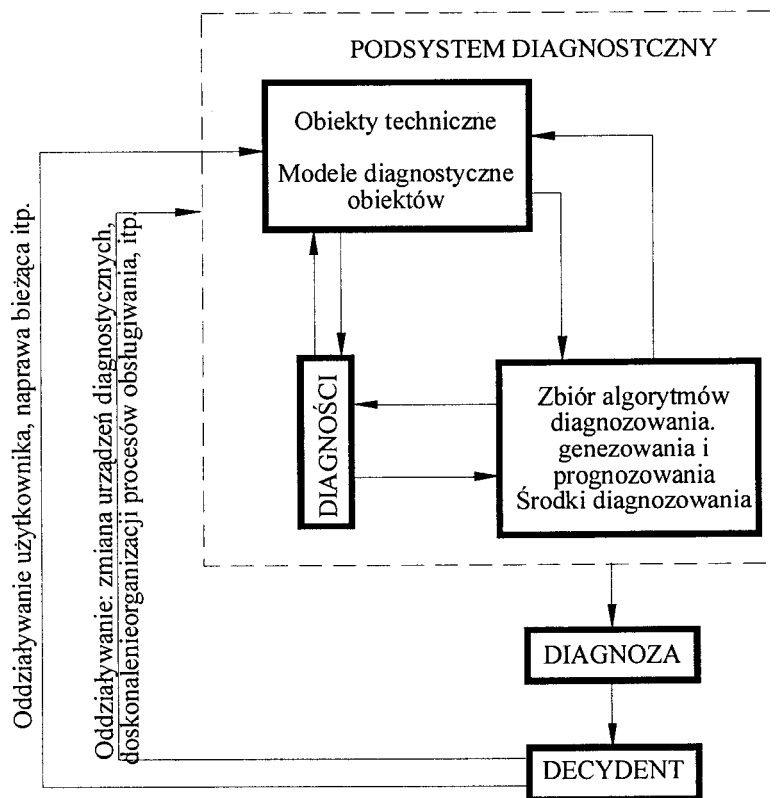
Podsystem diagnostyczny (rys. 2) to zespół diagnostów, zbiór metod i środków uzyskiwania, przetwarzania, przedstawiania i gromadzenia informacji oraz zbiór obiektów technicznych, ich modeli diagnostycznych i algorytmów diagnozowania, prognozowania i genezowania stanów, a także relacji między tymi elementami, przeznaczony do podejmowania wiarygodnych decyzji o przynależności badanego obiektu do określonej klasy stanów.

Podsystem ten charakteryzują trzy zasadnicze czynniki: cel, obserwowalność i proces diagnozowania. Celem tak zbudowanego

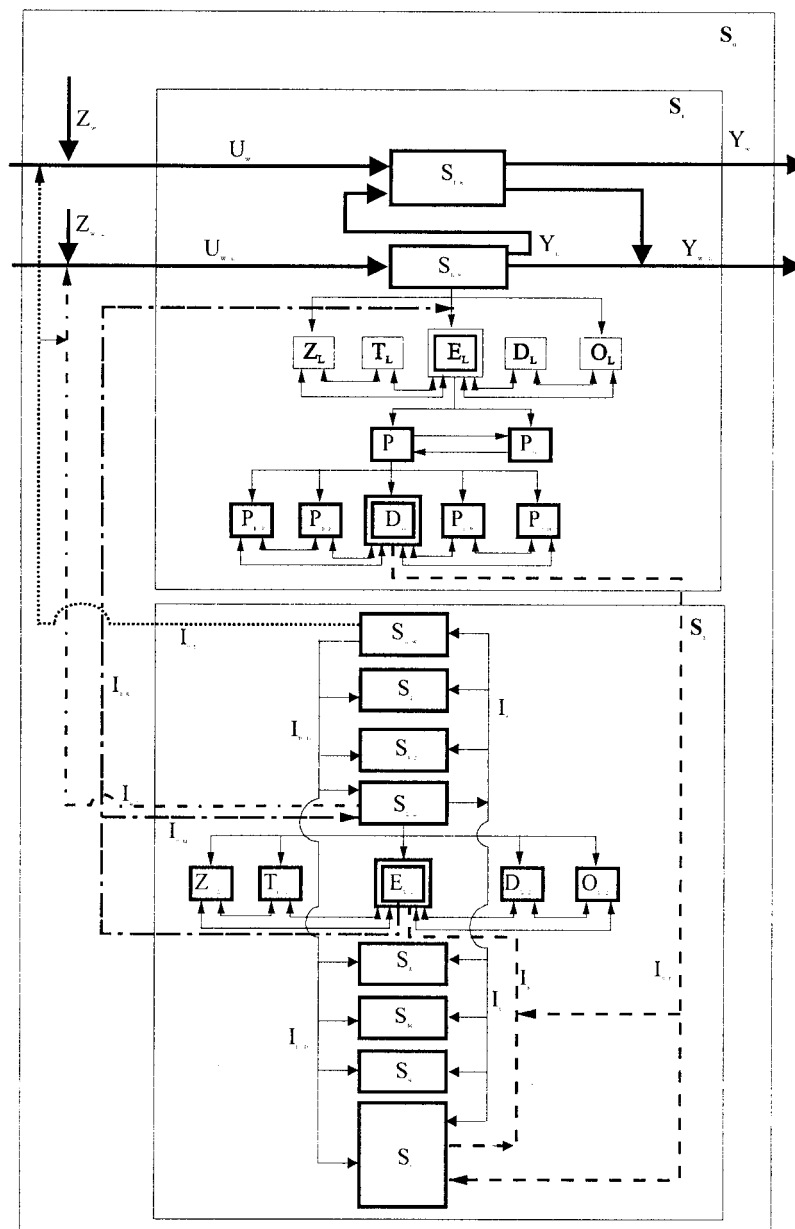
podsystemu jest uzyskanie informacji o właściwościach przedmiotu diagnozowania, a więc o jego stanie, zmianie tego stanu i przyczynach zaistniałego stanu. Obserwowalność oznacza możliwość ustalenia stanu przedmiotu diagnozowania na podstawie obserwacji jego wielkości wyjściowych (np. pomiaru wartości parametrów sygnału drganiowego). Proces diagnozowania to ciąg operacji zmierzających do uzyskania informacji o stanie badanego obiektu. Ta informacja diagnostyczna powinna dotyczyć nie tylko obiektu diagnozowania, ale również szeroko rozumianego otoczenia.

Na podstawie zebranej informacji w podsystemie diagnostycznym należy podać następujące decyzje:

- stan obiektu w chwili t (obiekt zdatny, obiekt niezdatny);
 - w przypadku zdatności obiektu, przewidywany jego stan w chwili $t_p = t + \Delta t$;
 - resurs obiektu do likwidacji;
 - resurs obiektu do naprawy głównej lub naprawy średniej;
 - stan obiektu w chwili $t_g = t - \Delta t$;
 - uszkodzone elementy w przypadku stanu niezdatności obiektu;
zlokalizowanie uszkodzeń (obiekt niezdatny).
- Centralne miejsce w systemie działania, w aspekcie obiegu informacji o stanie urządzeń technicznych, zajmuje podsystem diagnostyczny D_g (rys. 3).



Rys. 2. Ilustracja graficzna podsystemu diagnostycznego obiektów technicznych



Rys. 3. Schemat funkcjonalny systemu działania z wyodrębnionym podsystemem diagnostycznym: Z_L , T_L , E_L , D_L , O_L – podsystemy: zasilania, transportu, eksploatacji, dystrybucji, ochrony środowiska, P_o , P_u – podsystemy: obsługiwanego, użytkownika, P_{SP} , P_{PP} , D_G , P_{SP} , P_{SG} – podsystemy: obsługi i napraw bieżących, przechowywania, diagnostyczny, napraw średnich, napraw głównych; S_P , S_{PJ} , S_M – podsystemy: zarządzania produkcją, jakością, marketingiem; Z_{LZ} , T_{LZ} , E_{LZ} , D_{LZ} , O_{LZ} – podsystemy zarządzania: zasilaniem, transportem, eksploatacją, dystrybucją, ochroną środowiska, pozostałe oznaczenia jak na rys. 1.

Podsystem diagnostyczny D_g zbiera informacje o stanie wszystkich obiektów technicznych, które funkcjonują w systemie działania. Informacje I_{ST} o stanie obiektów są przesyłane do podsystemu informatycznego S_i systemu działania S_o , gdzie są przetwarzane w informacje I_{SP} , do postaci potrzebnej podsystemowi zarządzania E_{LZ} eksploatacją urządzeń. Podkreślić należy, że w podsystemie diagnostycznym D_g informacje o stanie urządzeń

technicznych mogą być przetworzone i dostarczane bezpośrednio do podsystemu informatycznego S_i . Jest to uwarunkowane organizacją systemu informacyjnego (informatycznego) danego systemu działania.

Podsystem zarządzania E_{LZ} eksploatacją urządzeń technicznych przekazuje do podsystemu zarządzania S_{LZ} logistyki, meldunki I_{SM} o stanie urządzeń technicznych. Jednocześnie podejmuje decyzje I_{SE} w zakresie obsługi, naprawy bieżącej,

naprawy średniej, sprzedaży lub likwidacji urządzeń technicznych. Podsystem S_{LZ} przekazuje informacje I_S o stanie urządzeń technicznych do innych podsystemów (np. S_P , S_{PJ} , S_E), a także do podsystemu zarządzania S_{ZW} szczebla najwyższego. Podsystem S_{LZ} podejmuje również decyzje I_{SL} z zakresie utrzymania obiektów technicznych w stanie zdolności funkcjonalnej i w stanie zdolności zadaniowej. Decyzje I_{SD} , w tym zakresie powinien podejmować także podsystem S_{ZW} .

Przedstawiony obieg informacji o stanie obiektów technicznych w systemie działania wymaga zrealizowania w celu prowadzenia praktycznej działalności dotyczącej utrzymania obiektów technicznych (maszyn) w ruchu. Do osiągnięcia tego celu jest niezbędne pełne włączenie informacji o stanie obiektów technicznych, w obieg informacji o funkcjonowaniu systemu działania, ze szczególnym uwzględnieniem procesu podejmowania decyzji, na szczeblu naczelnego systemu zarządzania. Istnieje zatem potrzeba opracowania i wdrożenia efektywnego podsystemu informatycznego systemu działania z uwzględnieniem informacji diagnostycznej.

5. PODSUMOWANIE

Reasumując rozpatrzone zagadnienia dotyczące miejsca, roli i zadań podsystemu diagnostycznego w systemach działania można stwierdzić, co następuje:

- 1) w każdym systemie działania występuje realizacja ustalonych zadań związana z nakładami. Nakłady wyrażone w pieniądzu przyjmują postać kosztów;
- 2) podejmowanie właściwych decyzji w systemach działania jest w szczególności uwarunkowane posiadaniem informacji ekonomicznych, których dostarcza podsystem rachunkowości;
- 3) zasadniczym zadaniem rachunku kosztów jest dostarczanie informacji o kosztach ponoszonych w systemach działania, w tym eksploatacji obiektów technicznych z uwzględnieniem ich diagnozowania, według potrzeb i wymagań użytkowników;
- 4) istnieje potrzeba włączenia informacji o stanie i kosztach eksploatacji obiektów technicznych do procesu zarządzania systemem działania;
- 5) racjonalnie wdrożony i właściwie funkcjonujący podsystem diagnostyczny w systemie działania zwiększa jego efektywność funkcjonowania, w aspekcie realizacji ustalonych zadań operacyjnych, taktycznych i strategicznych.

LITERATURA

1. BEDNARSKI L. 1997. Analiza finansowa w przedsiębiorstwie, PWE, Warszawa.
2. BRZEZIN W. 1998. Ogólna teoria rachunkowości. Wyższa Szkoła Handlu i Prawa, Warszawa
3. Elementy ekonomii dla inżynierów. 1994. S. Marciniak, PWN, Warszawa.
4. MANTURA W. 1996. Rachunkowość przedsiębiorstw przemysłowych dla menadżerów, Politechnika Poznańska, Poznań.
5. NOWAK E. 1994. Decyzyjne rachunki kosztów, PWN, Warszawa.
6. NIZIŃSKI S. 1998. Logistyka w systemach działania, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom.
7. NIZIŃSKI S. 2000. Elementy eksploatacji obiektów technicznych, Uniwersytet Warmińsko – Mazurski, Olsztyn.
8. Słownik ekonomiczny dla przedsiębiorcy. Wydanie V, 1998, Znicz, Szczecin.
9. WARNECKE M. J., i inni. 1993. Rachunek kosztów dla inżynierów, WNT, Warszawa.



Prof. dr hab. inż. Stanisław Niziński jest pracownikiem naukowym Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie oraz Wojskowego Instytutu Techniki Pancernej i Samochodowej w Sulejówku. Jest członkiem Sekcji Podstaw Eksploatacji KBM

Polskiej Akademii Nauk, Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, Zespołu Diagnostyki SPE KBM PAN. Jego zainteresowania naukowe obejmują zagadnienia dotyczące logistyki w systemach działania eksploatacji i diagnostyki obiektów technicznych, szczególnie pojazdów mechanicznych. Jest autorem lub współautorem takich prac naukowych i dydaktycznych, jak: *Podstawy diagnostyki pojazdów mechanicznych* (1980, 1984), *Diagnostyka urządzeń mechanicznych* (1980), *Modele diagnostyczne obiektów* (1992), *Ciągnik rolniczy w systemie eksploatacji* (1996), *Podstawy eksploatacji obiektów technicznych* (1996), *Logistyka w systemach działania* (1998), *Diagnostyka samochodów osobowych i ciężarowych* (1999), *Diagnostyka pojazdów kołowych* (1999), *Logistyka* (1999), *Elementy eksploatacji obiektów technicznych* (2000).

RECENZJE



Obecnie brak jest gotowych, sprawdzonych algorytmów diagnozowania błędów wykonania układów wirujących nadających się do natychmiastowego wykorzystania z danym współczynnikiem pewności. Na rynku można znaleźć co prawda wiele gotowych systemów monitorujących, lecz większość z nich mimo dużej reklamy bazuje na stosunkowo prymitywnych algorytmach i charakteryzuje się niskim współczynnikiem pewności wnioskowania. Stąd też wynika potrzeba dalszych badań naukowych prowadzonych intensywnie w wielu ośrodkach na świecie. Autorzy książki na podstawie własnych doświadczeń i badań zaproponowali wykorzystanie metod wibroakustycznych do wykrywania błędów wykonawczych, montażowych i wywołanych doraźnymi uszkodzeniami wirujących układów przeniesienia mocy. Współczesne konstrukcje, najczęściej optymalizowane ze względu na minimalne zużycie materiałów, siłą rzeczy charakteryzują się małą sztywnością. Tym samym wszelkie błędy osiowania elementów składowych, niewyrównoważenia, luzy itp. oddziałują silnie w sposób dynamiczny, co z kolei musi rzutować na trwałość, funkcjonalność i niezawodność maszyn.

Celem tej książki jest próba znalezienia odpowiedzi na pytanie, w jaki sposób prowadząc nadzór drganiowy wybranych elementów konstrukcji (przeważnie obudów) można najefektywniej wnioskować o błędach posadowienia i montażu elementów składowych szeregowego układu napędowego.

W książce nie podano metod modelowania i znajdowania symptomów diagnostycznych elementów składowych układów (przekładni, łożysk, silników, elementów wykonawczych itp.), którym to zagadnieniom poświęcone są odrębne

opracowania (w tym i autorów). Charakterystyki dynamiczne tych zespołów rozpatrywane są jedynie wówczas, gdy istnieje potrzeba ich odseparowania w celu zwiększenia czytelności analizowanego sygnału. Celem nadrzędnym pozostaje poszukiwanie nieinwazyjnych metod znajdowania błędów osiowania (stałych i zmiennych w czasie) i zakłóceń przenoszonego momentu obrotowego, wynikających np. z niesymetrycznego obciążenia sprzęgła lub niewyrównoważenia.

W celu utrzymania właściwego stanu technicznego układów napędowych przeprowadza się okresowe przeglądy, których celem jest między innymi kontrola współosiowości układu. Procedura przeprowadzania takiej kontroli jest najczęściej podawana przez producenta. Są to zabiegi wymagające wyłączenia maszyn z ruchu, demontażu pokryw ochronnych sprzęgieł i obudowy łożysk, a przede wszystkim właściwie przeszkolonego personelu. Dlatego też w zakładach często nie wykonuje się wszystkich wymaganych przez producenta przeglądów odchyłek geometrycznych lub wykonane pomiary obarczone są błędem przekraczającym dopuszczalną tolerancję.

W literaturze więcej miejsca poświęca się drganiowemu nadzorowi niewyrównoważenia wirników niż odchyłkom geometrycznym. Przyczyną tego jest znacznie większe zaawansowanie metod diagnozowania pojedynczego urządzenia wirnikowego niż układu złożonego maszyn wirnikowych, z których często każda jest wyprodukowana przez innego producenta.

Metody identyfikacji odchyłek geometrycznych i położenia oparte na badaniach doświadczalnych dokonywanych na stanowiskach laboratoryjnych zakładu produkcyjnego zostały przedstawione m.in. w pracach R. Łączkowskiego. Odchyłki położenia są kontrolowane w fazie produkcji przed montażem. Proponowana metoda nie ma zastosowania dla wielkogabarytowych szeregowych układów transmisji mocy o znaczeniu strategicznym dla zakładu ze względów ekonomicznych i organizacyjnych, ponieważ wymaga demontażu.

Istnieją również metody eksploatacyjne nie wymagające wyłączania maszyn z ruchu. Są one oparte na pomiarach amplitudy przyspieszenia (prędkości, przemieszczenia) drgań pierwszych kilku składowych harmonicznych. Na ich podstawie można jedynie przypuszczać o występowaniu niewspółosiowości, choć mogą to być również luzy posadowienia, wygięcie lub skrzywienie wału.

Lepsze wyniki daje analiza amplitudy i fazy składowych prędkości podstawowej drgań lub analiza widm kierunkowych drgań. Nie są to jednak metody na tyle dokładne, aby określić wielkość odchyłek geometrycznych. W tym celu należałoby dla każdego urządzenia wykonać eksperyment czynny, co jest najczęściej

niemożliwe w warunkach przemysłowych.

Wszystko to utrudnia podjęcie decyzji eksploatacyjnej o działaniu zmierzającym do poprawienia współosiowości układu. Narzędziem doradczym w podejmowaniu działań eksploatacyjnych, również w zakresie niewspółosiowości, są programy eksperckie oferowane przez różne firmy. Oparte są one zwykle na bazach wiedzy powszechnie znanej w tym zakresie, gdzie podstawą diagnozowania niewspółosiowości jest najczęściej analiza amplitudy i fazy kilku pierwszych składowych harmonicznycy częstości podstawowej.

Jak już wspomniano szeregowy układ transmisji mocy składa się najczęściej z elementów pochodzących od różnych producentów. Każdy z nich podaje swoje wartości graniczne odchyłek posadowienia i montażu. Zespół napędowy jest więc traktowany w tym względzie jako zbiór elementów, a niejako całość, która powinna współpracować. Wielu producentów podaje wartości odchyłek montażowych bez jakiegokolwiek uzasadnienia motywując to „wieloletnią praktyką” lub podobnie „mocnym” argumentem, nie jest w stanie wypowiedzieć się o skutkach zawężenia lub niedotrzymania proponowanych tolerancji itp. Wartości graniczne błędów zespołów traktowanych jako całość są różne dla różnych konfiguracji. Niewspółosiowość (zwłaszcza kątowna) powoduje powstawanie sił i momentów gnących w najbardziej podatnych częściach układu, tj. sprzęgłach i łożyskach. Wartości graniczne błędów są więc zależne od sztywności i tłumienia tych elementów oraz wałów maszynowych na których są osadzone.

Następnym aspektem sprawy jest fakt, że drgania spowodowane błędami montażu utrudniają prowadzenie, zalecanego często, rutynowego nadzoru drganiowego dotyczącego pewnych elementów systemu, ponieważ każda z jednakowych maszyn charakteryzuje się zarówno różnym poziomem, jak i strukturą widma drgań.

Istniejące normy drganiowe określają stan pewnych klas maszyn na podstawie poziomów drgań w wybranych pasmach częstotliwości. Są to wytyczne pomocnicze w nadzorze drganiowym i odnoszą się do wzrostu miar drganiowych spowodowanych uszkodzeniem doraźnym lub zużyciem elementów. Powstaje natychmiast pytanie, jak monitorować stan maszyny (rozdz. 5), której miara drganiowa po naprawie głównej przekracza wartości graniczne drgań podane przez normę czy wytwórcę. Trudno również wnioskować porównując wyniki pomiarów drgań jednakowych maszyn, których bazowe poziomy drgań w stanie uznanym za „dobry” mogą różnić się o rząd wielkości.

Ocena wibroakustyczna stanu układu na podstawie norm lub wytycznych podanych przez producenta jest praktycznie niemożliwa. Należałoby dla każdej maszyny prowadzić

indywidualny nadzór drganiowy oparty na pomiarach bazowych maszyny nowej lub po przeglądzie, co jest sprawą dość kłopotliwą.

Przydatne jest zatem utworzenie takiego matematycznego modelu złożonego układu transmisji mocy, który przy nieuchronnych uproszczeniach modelowych, pozwala na odwzorowanie błędów posadowienia i montażu w miary drganiowe. Model taki powinien być wrażliwy na zmiany tak małych wielkości, jak mimośród przesunięcia równoległego osi wałów oraz kąt przekoszenia przestrzennego osi wałów.

Rozważany w pracy model jest jednym z narzędzi diagnostycznych do wykrywania błędów posadowienia i montażu oraz szacowania ich wartości. Dysponując dobrze zidentyfikowanym modelem można wyodrębnić składowe widma drgań pochodzące od błędów montażowych. Po odfiltrowaniu tych składowych możliwe jest prowadzenie nadzoru drganiowego maszyn na podstawie norm, wytycznych podanych przez producentów lub innych wartości bazowych ustalonych dla grupy jednakowych maszyn (o ile nie występują inne przyczyny różnicujące bazowe miary drgań, jak np. luzy posadowienia).

Model taki powinien umożliwić wyznaczenie wartości granicznych błędów montażowych dla konkretnych układów traktowanych jako całość tak, aby nie dopuścić do destrukcji konstrukcji np. przytarć czopa wału o panewkę łożyska lub wirnika o stojan w silniku elektrycznym itp.

Nie ma jak dotąd jednolitej metodyki modelowania i budowy algorytmów pozwalających na jednoznaczne odwzorowanie miar drganiowych w wektor stanu opisujący błędy niewspółosiowości i niewyrównoważenia elementów systemu rozumianego jako złożony szeregowy układ przenoszenia mocy. Próba pomocy w tworzeniu takiej metodyki jest właśnie niniejsza monografia.

Książka podzielona jest na siedem rozdziałów.

W dwóch pierwszych Autorzy podają fizyczną analizę błędów wykonania i montażu układów wirujących.

Następnie w rozdz. 3 i 4 przedstawiono problemy modelowania dynamiki układów wirujących, w tym modelowanie błędów niewspółosiowości. Przykłady budowy modelu złożonego układu napędowego np. zespołu napędowego młyna cementowego podano w rozdziale 5, a zagadnienia identyfikacji modelu dynamicznego w rozdziale 6.

Następnie w rozdziale 7 podano przykład wykorzystania modelu do oceny stanu maszyn. Rezultaty badań symulacyjnych odpowiedzi modelu na zmianę parametrów stanu porównano z wynikami badań eksploatacyjnych. Książkę napisano przystępnie, dobrze się ją czyta i można ją polecić zarówno praktykom, studentom i młodym pracownikom nauki.

Ryszard Michalski

PROBLEMY WSPÓŁCZESNEJ NAUKI
TEORIA I ZASTOSOWANIA

AUTOMATYKA

Jan Maciej Kościelny



Obecnie obserwuje się intensywny rozwój badań w zakresie diagnozowania procesów przemysłowych, co jest niewątpliwym następstwem gwałtownie wzrastającego zainteresowania przemysłu zastosowaniami systemów diagnostycznych. Wynika on z potencjalnie dużych korzyści ekonomicznych, które mogą przynieść wdrożenia, a także jest efektem powstania nowej generacji systemów automatyki, umożliwiającej aplikacje zaawansowanych technik sterowania i diagnostyki procesów przemysłowych.

W instalacjach technologicznych w przemyśle energetycznym, chemicznym, hutniczym, spożywczym i wielu innych, pomimo stosowania elementów o dużej niezawodności nieuchronnie występują jednak uszkodzenia komponentów instalacji technologicznej, urządzeń pomiarowych i wykonawczych, a także błędy obsługi operatorskiej. Powodują one znaczne i długotrwałe zakłócenia przebiegu procesu produkcyjnego, zmniejszające jego wydajność, a czasami prowadzą do zatrzymania procesu. Straty ekonomiczne w takich przypadkach są bardzo duże. Niektóre uszkodzenia prowadzą do stanów awaryjnych np. zniszczenie instalacji technologicznej, skażenia środowiska naturalnego, a także mogą stanowić zagrożenie dla życia ludzi.

W tej sytuacji coraz większego znaczenia nabierają zagadnienia diagnozowania i zabezpieczenia procesów. Niezbędne stają się zatem komputerowe systemy wspomagające operatorów przy diagnozowaniu lub opracowujące diagnozę w sposób automatyczny. Stanowią one rozszerzenie nowoczesnych systemów automatyki.

Zdecentralizowane systemy sterowania DCS oraz systemy monitorowania SCADA zabierają

i archiwizują wartości zmiennych procesowych, które mogą być wykorzystane do budowy niezbędnych modeli potrzebnych do sterowania, diagnozowania i optymalizacji procesów. Jednocześnie gwałtowny rozwój techniki komputerowej zlikwidował istotną barierę, związaną ze znacznymi nakładami obliczeniowymi na przetwarzanie dużych zbiorów danych i realizację złożonych algorytmów.

Celem monografii jest przedstawienie metod diagnostyki zautomatyzowanych procesów przemysłowych.

Monografia zawiera sześć rozdziałów. Rozdział pierwszy jest wprowadzeniem do problemów diagnostyki procesów przemysłowych i obejmuje zagadnienia diagnostyki procesów przemysłowych jako części diagnostyki technicznej, pojęcia podstawowe, cele diagnostyki procesów przemysłowych, charakteryzuje obiekty diagnozowania i specyfikę diagnostyki procesów przemysłowych, omówiono funkcje diagnostyczno-zabezpieczające w układach automatyki.

W rozdziale drugim opisano metody detekcji uszkodzeń zwracając uwagę na struktury generacji sygnałów diagnostycznych, klasyfikację metod detekcji uszkodzeń, metody kontroli ograniczeń, metody analizy sygnałów, metody wykorzystujące proste związki między sygnałami, analityczne metody detekcji uszkodzeń, metody detekcji uszkodzeń wykorzystujące modele rozmyte i neuronowe oraz algorytmy podejmowania decyzji o wykryciu uszkodzenia na podstawie oceny wartości residuum. Porównano również metody detekcji uszkodzeń.

W rozdziale trzecim przedstawiono klasyfikację metod lokalizacji uszkodzeń obejmujące w szczególności metody takie jak: lokalizację z zastosowaniem banku obserwatorów, metodę przestrzeni parzystości, rozpoznawania obrazów, lokalizacji na podstawie binarnej macierzy diagnostycznej i logiki klasycznej. Omówiono zastosowanie binarnej macierzy diagnostycznej i teorii Bayse'a do formułowania diagnoz. Przedstawiono lokalizację uszkodzeń z zastosowaniem relacji diagnostycznej w postaci systemu informacyjnego oraz logiki rozmytej, a także inne metody. Omówiono wskaźniki jakości diagnozowania, a także porównano metody lokalizacji uszkodzeń.

Rozdział czwarty poświęcony jest monitorowaniu stanu obiektu i przedstawia problemy dynamiki powstawania symptomów. Na uwagę zasługuje opis monitorowania stanu metodami DTS, F-DTS i T-DTS oraz porównanie tych metod.

W rozdziale piątym opisano diagnostykę procesów w strukturach zdecentralizowanych zwracając uwagę na diagnozowanie w strukturach zdecentralizowanych jednopoziomowych i hierarchiczny opis złożonych obiektów diagnozowania.

W rozdziale szóstym przedstawiono przykłady diagnozowania różnych obiektów przemysłowych takich jak stacja wyparnej cukrowni, diagnostykę urządzeń w ciągu parowym kotła. Przedstawiono systemy diagnostyczne dla procesów przemysłowych, diagnostykę urządzeń wykonawczych automatyki, systemy diagnostyczne urządzeń wykonawczych oraz układy regulacji tolerujące uszkodzenia torów pomiarowych.

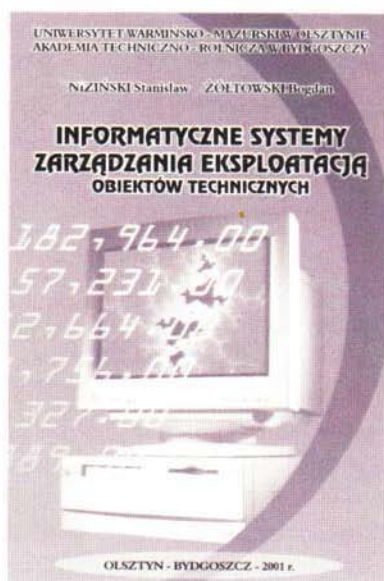
W monografii omówione zostały podstawowe metody detekcji i lokalizacji uszkodzeń stosowane w diagnostyce procesów przemysłowych. Znaczna część pracy dotyczy

metod rozwijanych przez Autora. Stanowi ona podsumowanie wielu prac badawczych prowadzonych w Instytucie Automatyki i Robotyki na Wydziale Mechatroniki Politechniki Warszawskiej.

Książkę należy polecić specjalistom z wielu dziedzin techniki, zarówno studentom, doktorantom jak i praktykom z kierunków: automatyka, informatyka, eksploatacja i budowa maszyn.

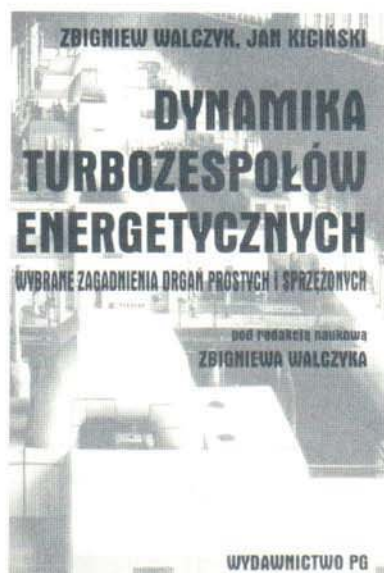
Ryszard Michalski

Warto przeczytać



Systemowe traktowanie problematyki eksploatacji wymaga szerokiego stosowania metod badawczych, również w zakresie procesów informatycznych. Obecnie priorytetem staje się sprawne zarządzanie przedsiębiorstwem, co wymusza wdrożenie osiągnięć technologii informatycznej do zagadnień racjonalnego wykorzystania obiektów technicznych oraz utrzymania ich w stanie zdatności, a więc racjonalnego zarządzania eksploatacją maszyn. Tym problemom jest poświęcona książka pt. *"Informatyczne systemy zarządzania eksploatacją obiektów technicznych"* autorstwa **Stanisława Nizińskiego** i **Bogdana Żółtowskiego**. Czytelnik może znaleźć tu cenne informacje w zakresie: ujęcia systemowego eksploatacji, teorii zarządzania, zasad i wymagań stawianych informatycznym systemom zarządzania, czy też koncepcji budowy systemów informatycznych. Warto również skorzystać z tej publikacji przy projektowaniu diagnostycznych systemów informatycznych.

Paweł Mikołajczak



Książka **Zbigniewa Walczyka** i **Jana Kicińskiego** pt.: *"Dynamika turbozespołów energetycznych - Wybrane zagadnienia drgań prostych i sprzężonych"* poświęcona jest metodom analizy dynamiki dużych i złożonych układów mechanicznych na przykładzie turbozespołów energetycznych. Tego typu metody będą skuteczne tylko wówczas, gdy stosowane modele będą obejmowały zjawiska zachodzące podczas ruchu turbozespołów mające wpływ na ich stan dynamiczny. Obecnie od systemów analizy dynamiki obiektów technicznych wymaga się, aby były one powiązane z systemami diagnostyki, lub co najmniej dawały możliwość wskazania ważnych relacji diagnostycznych. Układ tej książki został ukierunkowany właśnie na te zagadnienia. Autorzy przedstawili analizę problemów dynamiki drgań turbozespołów energetycznych, gdzie od problemów tradycyjnych, ograniczonych jedynie do drgań wirników dwupodporowych dochodzi się do problemów drgań całego turbozespołu z uwzględnieniem wielu ważnych jego elementów składowych oraz szeregu zjawisk fizycznych towarzyszących jego ruchowi. Wśród tych ostatnich podano zarówno rozwiązania dotyczące drgań sprzężonych i kombinowanych jak i rozwiązania drgań prostych. W książce obok rozważań teoretycznych i modelowych można znaleźć liczne przykłady wyników badań eksperymentalnych.

Paweł Mikołajczak

**Wszystkiego najlepszego
w Nowym Roku**

życzy

**Zarząd Główny PTDT
oraz Redakcja DIAGNOSTYKI**





50-lecie
Wydziału Mechanicznego
ATR w Bydgoszczy

XI KONFERENCJA "DIAGNOSTYKA MASZYN ROBOCZYCH I POJAZDÓW"

i
"III FORUM MŁODYCH 2002"

Organizatorzy:

Wydział Mechaniczny ATR Bydgoszcz

Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej

Zespół Środowiskowy SPE KBM PAN - Gdańsk

W dniach 13 - 15 czerwca 2002r. w Borównie k/Bydgoszczy odbędzie się ogólnopolska XI Konferencja naukowa "Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów" oraz III Forum Młodych z udziałem Gości zagranicznych.

Krajowe konferencje naukowo - techniczne nt.: "Diagnostyka maszyn roboczych i pojazdów" mają już wieloletnią tradycję. Pierwsze spotkanie z tego cyklu odbyło się w 1979 roku w Tuchnie z inicjatywy członków Zespołu Diagnostyki SPE KBM PAN i pracowników Wyższej Oficerskiej Szkoły Samochodowej w Pile. Od tego czasu, co dwa lata, konferencja ta była przemiennie organizowana przez ośrodki w Pile i Kielcach. Po likwidacji WOSS w Pile decyzją Prezydium Zespołu Diagnostyki organizację konferencji od 1994 roku powierzono Katedrze Maszyn Roboczych i Pojazdów Wydziału Mechanicznego Akademii Techniczno - Rolniczej w Bydgoszczy.

Tematyka konferencji obejmuje problematykę diagnostyki technicznej maszyn roboczych i pojazdów, uwzględniając dokonania zarówno od strony teorii, jak i zastosowań praktycznych. Konwencją charakterystyczną tych spotkań jest ich szkoleniowy charakter w części pierwszej oraz doniesienia z dokonań w tej dziedzinie - w części drugiej.

Problematyka aktualnej konferencji będzie szczególnie istotna w warunkach gospodarki rynkowej. Diagnostyka staje się narzędziem transformacji gospodarki i ochrony środowiska, jest też podstawowym narzędziem kształtowania jakości przemysłowych procesów realizacyjnych, szczególnie systemów działaniowych. Tematyka obrad obejmuje etapy konstruowania systemów diagnostycznych, w tym systemów pomiarowych, akwizycję i przetwarzanie danych, modelowanie diagnostyczne, wyznaczanie stanów i ich prognozowanie oraz podejmowanie decyzji. Uczestnikami konferencji są przedstawiciele nauki i praktyki przemysłowej z kraju i zagranicy, zajmujący się diagnostyką techniczną.

HONOROWY KOMITET NAUKOWY

Prof. dr hab. Jan SEMPRUCH - Rektor ATR, Bydgoszcz,
Prof. dr hab. Czesław CEMPEL - Czł. koresp. PAN, dr h.c.,
Dr inż. Jan SZAFRAŃSKI - Dziekan Wydziału Mechanicznego ATR.

KOMITET NAUKOWY

Prof. Bogdan ŻÓLTOWSKI - przewodniczący,
Prof. Jan ADAMCZYK, Prof. Wojciech BATKO,
Prof. Lesław BĘDKOWSKI, Prof. Jan BIŁOSZ (CR),
Prof. Vladimir P. BOIKOV (BY), Prof. Cezary BOCHEŃSKI,
Prof. Adam CHARCHALIS, Prof. Wojciech CHOLEWA,
Prof. Zbigniew DĄBROWSKI, Prof. Janusz GARDULSKI,
Prof. Jerzy GIRTNER, Prof. Tom' HOOPE (UK),
Prof. Jan KAŻMIERCZAK, Prof. Eugeniusz KRASOWSKI,
Prof. Jan KICIŃSKI, Prof. Jerzy LEWITOWICZ,
Prof. Wincenty LOTKO, Prof. Ryszard MICHAŁSKI,
Prof. Stanisław NIZIŃSKI, Prof. Zenon ORŁOWSKI,
Prof. Leszek POWIERŻA, Prof. Stanisław RADKOWSKI,
Prof. Zbigniew SMALKO, Prof. Józef SZALA,
Prof. Tadeusz UHL, Prof. Zbigniew WALCZYK,
Prof. Andnej WILK, Prof. Maciej WOROPIAY.

KOMITET ORGANIZACYJNY

Dr hab. inż. Henryk TYLICKI prof. ATR - przewodniczący
Dr hab. inż. Mariusz CHALAMOŃSKI, Dr inż. Marek JANKOWSKI,
Mgr inż. Marcin LUKASIEWICZ, Joanna MARUSZAK - biuro
konferencji.

Informacje organizacyjne:

1. Referaty, ich publikacja i prezentacja w trakcie obrad podlegają kwalifikacji przez Komitet Naukowy Konferencji.
2. Organizatorzy zorganizują odsprzedaż przywiezionych wydawnictw uczelnianych (książek, skryptów, innych).
3. Istnieje możliwość opublikowania wybranych artykułów w Zagadnieniach Eksploatacji Maszyn i "Diagnostyce" PTDT.
4. W kosztach Konferencji zawarte są: pobyt i wyżywienie, materiały konferencyjne oraz imprezy towarzyszące.

Kalendarz:

1. Do 30.12.2001 należy przesłać kartę zgłoszenia oraz streszczenie referatu (maksimum jedna strona).
2. Do 31.01.2002 autorzy referatów otrzymają potwierdzenia przyjęcia propozycji referatu.
3. Referaty przygotowane według wymogów, które będą podane w komunikacie nr 2, z równoczesnym wniesieniem opłaty konferencyjnej, należy przesłać do 31.03.2002.
4. Potwierdzenie zakwalifikowania referatu przez Komitet Naukowy przekazane zostanie do 15.05.2002.

Warunki publikacji referatu:

1. Zgodność z tematyką konferencji (tekst w języku polskim lub angielskim).
2. Uzyskanie pozytywnej recenzji.
3. Ewentualna korekta referatu.
4. Terminowe wniesienie opłaty konferencyjnej.

Adres do korespondencji:

"XI KONFERENCJA DMRiP i III FORUM MŁODYCH 2002"
KATEDRA MASZYN ROBOCZYCH I POJAZDÓW ul. S.
Kaliskiego 7 85 - 796 BYDGOSZCZ, Joanna Maruszak
Tel: (052) 340 82 83 Fax:(052) 340 82 86,
E-mail: tylicki@atr.bydgoszcz.pl

Informacje o Konferencji:

<http://wm.atr.bydgoszcz.pl/diagnoza/konferen>
Opłata konferencji: 550 zł.

Konto konferencji:

PBK SA.

Grupa PKO SA II /O Bydgoszcz 11001034-2059-2101111-0
DIAGNOSTYKA-2002