

## METODY ENERGETYCZNE W DIAGNOSTYCE MASZYN

Henryk KAŻMIERCZAK, Tadeusz PAWŁOWSKI, Jacek KROMULSKI

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych  
 60-963 Poznań, ul. Starołęcka 31, fax: 061 879 32 62, email: [kazmhnr@pimr.poznan.pl](mailto:kazmhnr@pimr.poznan.pl)

### Streszczenie

W referacie przedstawiono zastosowanie metody analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych do opisu stanu technicznego obiektu i procesu degradacji obiektu mechanicznego. Metoda energetycznego modelowania obciążeń drganiowych maszyn pozwala wyznaczyć rozdzielnie moc sił tłumienia oraz moc sił bezwładności i sił sztywności dynamicznych złożonego układu mechanicznego. Metoda umożliwia ocenę wpływu poszczególnych wymuszeń oraz składowych widm mocy sił na charakterystykę trwałościową obiektu. Wyznaczono zmiany tłumienia i zmiany sztywności dynamicznych w obiekcie mechanicznym, stanowiących o degradacji strukturalnej układu mechanicznego.

Słowa kluczowe: diagnostyka, analiza rozkładu mocy obciążeń, trwałość obiektu mechanicznego.

### ENERGETIC METHODS IN DIAGNOSTICS OF MACHINES

#### Summary

The paper presents the application of the analysis method for distribution of dynamic load powers to describe the technical condition of an object and the degradation process of a mechanical object. The method of energetic modelling for machine vibration loads helps to establish separately the power of dumping forces and inertia forces, and dynamic stiffness forces in a complex mechanical system. This method allows assessment of the impact of particular input functions and components of force power spectra on the life curve of an object.

Keywords: diagnostics, load power decomposition analysis, degradation, mechanical object durability.

#### 1. ENERGETYCZNA METODA ANALIZY STANU TECHNICZNEGO OBIEKTU MECHANICZNEGO

Uszkodzenie maszyny lub jej elementu następuje wówczas, gdy w wyniku pracy sił degradacji nastąpi zmiana jego własności strukturalnych, a przy ciągłej kumulacji energii nastąpi przekroczenie wartości granicznych, powodując niszczenie węzła konstrukcyjnego. Procesy te mają wymiar energetyczny [1-4]. Są podstawową dziedziną badań diagnostyki technicznej.

W badaniach procesu degradacji i ocenie stanu technicznego obiektów posłużono się metodą analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych [6]. Metoda ta jest nowoczesną, energetyczną metodą analizy trwałości obiektu. Uwzględnia przestrzenną zmianę energii w indywidualnych podsystemach oraz przepływ energii między podsystemami. Główną ideą metody jest fakt, że stan obciążeń obiektu może być reprezentowany przez gromadzoną, dyssypowaną i przenoszoną energię.

Holistyczny model stanu obciążeń maszyny opisywany jest przez macierz gęstości widmowych mocy obciążeń dynamicznych w systemie mechanicznym [6]:

$$\{G_{N_{ik}}(j\omega, \Theta)\} = \mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta) \cdot \mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta) \quad (1)$$

gdzie:  $\mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta)$  – macierz mobilności dynamicznych maszyny,

$\mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta)$  – macierz gęstości widmowych wymuszeń zewnętrznych

Elementy macierzy charakterystyk dynamicznych [6]:

$$\mathbf{H}_{ik}(j\omega, \mathbf{D}(r, \Theta)) = \begin{Bmatrix} H_{i1}[j\omega, D_{i1}(\Theta)] & \dots & H_{in}[j\omega, D_{in}(\Theta)] \\ \dots & \dots & \dots \\ H_{m1}[j\omega, D_{m1}(\Theta)] & \dots & H_{mm}[j\omega, D_{mm}(\Theta)] \end{Bmatrix} \quad (2)$$

są funkcjami przestrzennej miary degradacji  $\mathbf{D}$  systemu mechanicznego.

Złożony system mechaniczny, analizowany jako układ dynamiczny modelowany energetycznie, może zawierać wiele podsystemów multimodalnych, a każdy podsystem może być modelowany jako zbiór modów energetycznych [9, 14]. Na przykład w przypadku obiektu mechanicznego typu belka, mody drgań poprzecznych w odpowiednim paśmie częstotliwości mogą być traktowane jako podsystem, natomiast mody obciążeń dynamicznych wzdłużnych jako inny podsystem. Wzdłużne i poprzeczne własności struktury są analizowane

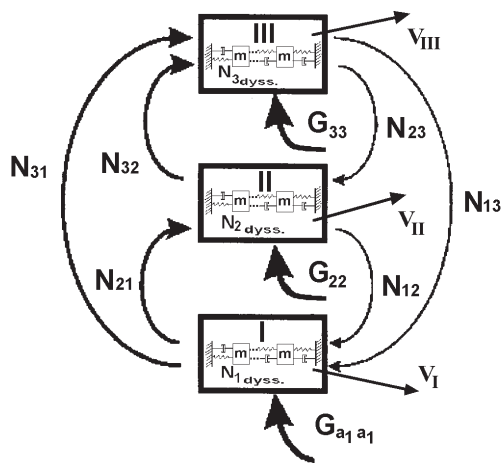
z energetycznego punktu widzenia jako oddzielne, separowane podsystemy ze względu na różnice w ich podatnościach dynamicznych.

Schemat idei dystrybucji mocy w systemie mechanicznym pokazano na rys. 1 [6]. System jest złożeniem podsystemów I, II, III, z których każdy ma charakterystyczne dlań własności dynamiczne. Podsystemami tymi mogą być np.:

I-konstrukcja wsporcza, II-układ izolatorów, III-maszyna;

I-koła jezdne ciągnika, II-podsystem resorowania,

III-korpus z agregowaną maszyną i siedzisko z kierownicą.



Rys. 1. Schemat rozdziału mocy obciążeń w systemie mechanicznym ( $N_{ik}$  – elementy macierzy przenoszenia mocy,  $G_{a_k a_k}$  – gęstość widmowa mocy wymuszeń zewnętrznych)[6]

Wówczas przykładowo:

$G_{a_1 a_1}$  – jest mocą wejściową, wynikającą np. z występowania wymuszeń kinematycznych,

$G_{a_2 a_2}$  – mocą wejściową wymuszeń układu napędowo-roboczego,

$N_{ik}$  – straty energii systemu "i" w wyniku sprzężenia z podsystemem "k".

Zatem ogólnie  $G_{a_1 a_1}$ ,  $G_{a_2 a_2}$ ,  $G_{a_3 a_3}$  są gęstościami widmowymi mocy wymuszeń zewnętrznych,  $N_{ik}$  są to moce przenoszone z podukładu k na podukład i,  $N_{I dyss}$ ,  $N_{II dyss}$ ,  $N_{III dyss}$  są mocami dyssypowanymi wewnątrz poszczególnych podsystemów,  $V_I$ ,  $V_{II}$ ,  $V_{III}$  – moce dyssypacji zewnętrznej.

Jeśli system złożony jest z dwóch podsystemów, z których pierwszy jest wymuszany przez siły zewnętrzne a drugi wyłącznie przez sprzężenie, równanie równowagi energii ma postać.

$$\begin{cases} N_1 = \omega \eta_1 E_1 - \omega \eta_{21} E_2 \\ 0 = \omega \eta_2 E_2 + \omega \eta_{12} E_1 \end{cases} \quad (3)$$

stąd:

$$\frac{E_1}{E_2} = \frac{\eta_{12}}{\eta_2 + \eta_{21}} \quad (4)$$

Wyrażenie  $\omega \eta_{12} E_1$  przedstawia energię utraconą przez podsystem 1 w wyniku sprzężenia z podsystemem 2;  $\omega \eta_1 E_1$  przedstawia energię utraconą przez podsystem 1 w wyniku tłumienia.

Model obliczeniowy zmian stanu technicznego i procesu degradacji maszyny winien uwzględnić synergizm występowania wielu czynników: np. rodzaj i amplituda obciążeń, przestrzenna i czasowa charakterystyka występowania tych obciążeń, procesy korozji i starzenia, własności wytrzymałościowe materiałów, itp.

Zmiany stanu mechanicznego materiału następują wskutek rozpraszania energii tarcie wewnętrznym. Zjawisko rozpraszania energii jest wynikiem superpozycji różnych zjawisk, np. ruchami dyslokacyjnymi, mikro- i makro sprężystością, poślizgami na granicach ziaren, itp. Synergizm różnych procesów powodujących tłumienie wpływa na występowanie maksimum tłumienia w zależności od częstotliwości (spektrogramy tłumienia) [16]. Może to mieć wpływ na procesy degradacji materiału w zależności od częstotliwości.

Jako parametr zniszczenia materiału przyjmuje się sumę gęstości energii rozpraszania i gęstości energii sprężystej powodującej tworzenie i rozwijanie się pęknięcia zmęczeniowego [16].

Praca sił degradacji strukturalnej obiektu mechanicznego jest sumą pracy sił tłumienia (dyssypacja energii) i pracy sił zmieniających sztywność dynamiczną obiektu:

$$\int_{\Theta_0}^{\Theta_r} \text{Re} GN_{ik}(\Theta) d\Theta + \left| \int_{\Theta_0}^{\Theta_r} [\text{Im} GN_{ik}(\Theta_0) - \text{Im} GN_{ik}(\Theta_r)] d\Theta \right| < L_{gr}$$

Formuła ta pozwala szacować wartości graniczne pracy sił technicznej degradacji strukturalnej obiektów mechanicznych.

## 2. PRZYKŁADY

### A) Charakterystyki energetyczne obciążeń prasy zwijającej

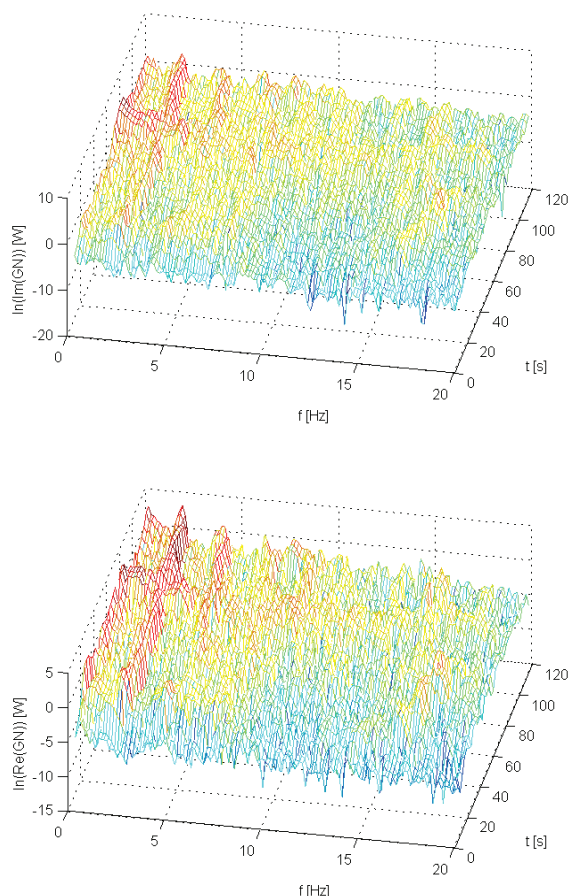
Na rys. 2 zamieszczono charakterystyki widmowe mocy obciążeń dynamicznych prasy zwijającej, wyznaczone podczas prasowania sianokiszonki. W wielowejsściowym - wielowyjściowym (MIMO) systemie mechanicznym wyznacza się macierz rozkładu mocy obciążeń dynamicznych maszyny, której elementami są moce  $\bar{N}_{ik}$ ,  $i \neq k$ , będące wielkościami zespolonymi. W wyniku rozkładu na wartości szczególne macierzy  $\bar{N}_{ik}$ ,

zawierającej jako elementy części rzeczywiste lub urojone gęstości widmowych mocy obciążeń dynamicznych prasy zwijającej, przeprowadzonego dla poszczególnych częstotliwości uzyskuje się dominujące wartości szczególne  $\sigma(\omega_k)_1$ .

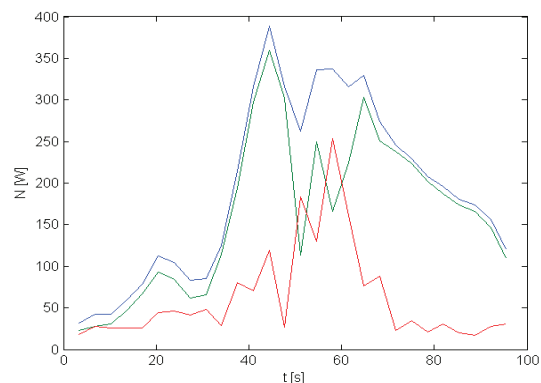
Uzyskane rozkłady dają syntetyczny obraz obciążeń dynamicznych maszyny. Dominujące widma szczególne  $\sigma_{Re}$  mogą być traktowane jako estymaty mocy dyssypowanej, natomiast  $\sigma_{Im}$  jako estymaty mocy sił sztywności i mocy sił bezwładności.

Podczas eksploatacji prasy najwyższe wartości mocy obciążeń dynamicznych występują w pasmach niskich częstotliwości: 0,5 - 2 Hz, 5 - 6,5 Hz, 11 - 12 Hz (rys. 2).

Przy wzroście mocy obciążeń dynamicznych zmieniają się wzajemne relacje między mocą sił sztywności dynamicznych i mocą sił tłumienia (rys. 3).



Rys. 2. Porównanie gęstości widmowych mocy mocy sił sztywności i bezwładności (rys. górny) i sił tłumienia (rys. dolny)

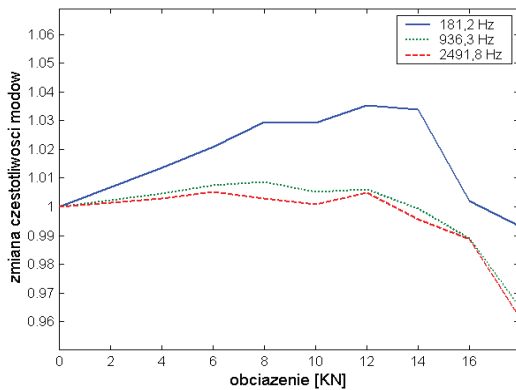


Rys. 3. Charakterystyki amplitudowe mocy obciążeń dynamicznych prasy (moduł, część urojona – ziel., część rzeczywista – czerw.);

### B) Mody energetyczne w opisie degradacji struktur mechanicznych

Informacje o stanie technicznym i własnościach strukturalnych obiektu uzyskiwane są na podstawie zmian modów energetycznych charakterystyk gęstości widmowych mocy testujących obciążeń dynamicznych i przedstawionych w formie syntetycznej estymat amplitudowych mocy sił sztywności dynamicznych i mocy sił tłumienia, zmieniających się wraz z postępującym procesem degradowania obiektu. Metoda pozwala wyznaczać wartości zmian sztywności struktury oraz poziom obciążeń inicjujących proces uszkodzenia struktury konstrukcji.

Belkę struno-betonową poddawano cyklicznemu, degradującemu obciążeniu poprzecznemu (zginaniu). Obciążenia dynamiczne realizowano na maszynie wytrzymałościowej. Efektem dynamicznych obciążeń belki była stopniowa degradacja jej struktury. Wraz ze wzrostem obciążeń wystąpiły procesy degradacyjne o różnej intensywności. Stan degradacji belki, spowodowany wzrostem obciążenia, objawił się zmianami częstości maksimów charakterystyk. Obniżenie częstości drgań własnych belki (rys. 4) nastąpił w wyniku zmian energii dyssypowanej wewnątrz (rys. 5) i zmian jej sztywności dynamicznej (rys. 6). Na podstawie analizy zmian ekstremów modów energetycznych (części urojone gęstości widmowych mocy testujących obciążeń dynamicznych) wyznaczono względne zmiany (obniżenie lub wzrost) sztywności dynamicznych belki.



Rys. 4. Zmiany częstotliwości modów energetycznych w wyniku degradacji belki

W wyniku procesu degradacji technicznej obiektu mechanicznego wystąpił wzrost częstości modu I (umocnienie sztywności belki), a po inicjacji pęknięcia wystąpiło obniżenie częstości wszystkich modów.

Kwadrat częstości drgań własnych tłumionych modu energetycznego obiektu mechanicznego ma postać:

$$\sigma_i^2 = \omega_{0i}^2 - h_i^2$$

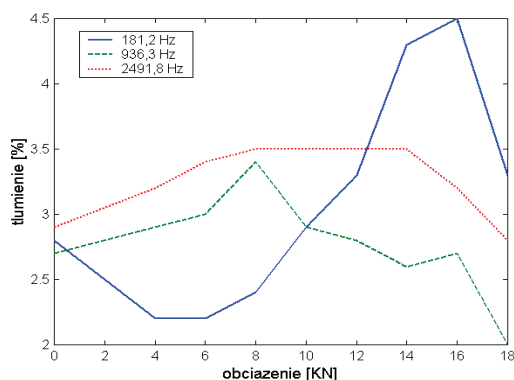
gdzie:  $i$  – ta moda energetyczna obiektu,

$\omega_{0i}$  – częstość drgań własnych nietłumionych  $i$  – tego modu energetycznego,

$h_i$  – miara tłumienia  $i$  – tego modu,

przy czym:  $\omega_{0i}^2 = \frac{k_i}{m_i}$ ,  $h_i = \frac{c_i}{m_i}$

gdzie:  $k_i$  – sztywność dynamiczna,  $m_i$  – masa dynamiczna,  $c_i$  – współczynnik tłumienia.



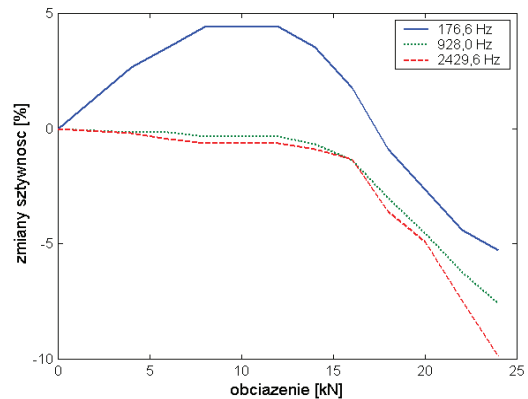
Rys. 5. Zmiany tłumienia modów energetycznych w wyniku degradacji belki

Zmiany tłumienia są różne dla poszczególnych modów energetycznych. Największe zmiany tłumienia obserwuje się dla modu o niskiej częstotliwości. Względna zmiana sztywności

dynamicznych obiektu w wyniku jego degradacji strukturalnej:

$$\frac{k_i - k_r}{k_i} \approx 1 - \frac{\omega_{0r}^2}{\omega_{0i}^2} \quad [\%]$$

Na podstawie analizy zmian modów energetycznych wyznaczono względne zmiany (wzrost lub obniżenie) sztywności dynamicznych belki w wyniku jej degradacji (rys. 4).



Rys. 6. Zmiany sztywności dynamicznych belki struno-betonowej w wyniku degradacji belki

Maksymalny wzrost sztywności dynamicznej belki osiągał wartość około 4,5 % (I mod), natomiast obniżanie sztywności dynamicznych belki następowało w krótkim czasie, osiągając wysokie wartości (II i III mod, rys. 6).

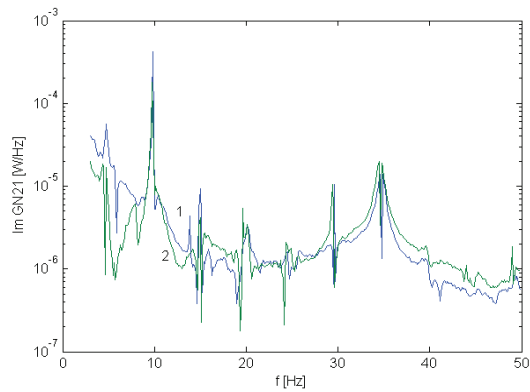
### C) Zmiany strukturalne w procesie spawania elementu maszyny (sprężyna kultywatora)

Wykonano badania charakterystyk strukturalnych sprężyny kultywatora (rys. 7) w dwóch stanach: a) nowa sprężyna, b) po przecięciu i zespawaniu. Sprężynę poddawano wymuszeniom testującym. Na rysunkach zamieszczono porównanie modułów gęstości widmowych mocy GN obciążeń dynamicznych testujących, wyznaczone przy zadawaniu wymuszenia testującego na stanowisku badań przyspieszonych.

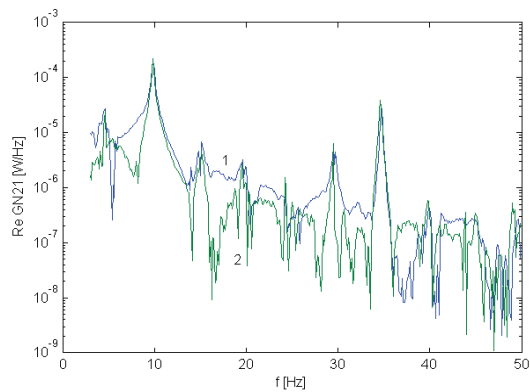


Rys. 7. Sprężyna na stanowisku badawczym





Rys.8. Moduły części rzeczywistych gęstości widmowych mocy obciążenia testującego sprężyny kultywatora (1- bez zmian, 2-po spawaniu)



Rys.9. Moduły części rzeczywistych gęstości widmowych mocy obciążenia testującego sprężyny kultywatora (1- bez zmian, 2-po spawaniu)

Przesunięcie ekstremów charakterystyk oraz występowanie minimów (anty-rezonansów) w charakterystykach energetycznych stanowi potwierdzenie stanu degradacji elementu maszyny w procesie spawania. Proponowana metoda energetycznego modelowania w diagnostyce i opisie procesu degradacji maszyn weryfikuje potrzebę uwzględnienia rozdzielnie energii dyssypowanej oraz energii sił bezwładności i sił sztywności dynamicznej złożonego układu mechanicznego.

### 3. WNIOSKI

1. Procesy stanowiące o charakterystyce stanu technicznego maszyny mają wymiar energetyczny.
2. Metoda analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych umożliwia wyznaczenie charakterystyk procesu degradacji technicznej obiektów mechanicznych i opis ich stanu technicznego.
3. Tłumienie drgań jest wielkością stanowiącą o początkowej fazie degradacji strukturalnej obiektu mechanicznego. Zmiany sztywności dynamicznych, objawiających się pękaniem, występują głównie w drugiej, końcowej fazie

degradacji technicznej obiektu mechanicznego. Analiza tych zmian pozwala ustalić wartości graniczne mocy obciążeń, powodujących inicjację procesów degradacji strukturalnej elementu obiektu mechanicznego.

### LITERATURA

1. Cempel C., Tabaszewski M.: *Teoria degradacji maszyn i urządzeń jako ewolucyjnych systemów otwartych z ograniczoną dyssypacją - sprawozdanie z badań KBN 0858/P4/93*. Politechnika Poznańska (IMS), Poznań 1996.
2. Cempel C.: *Teoria inżynierii systemów, skrypt*, Zakład Dynamiki - Wibroakustyki Systemów, Politechnika Poznańska, Poznań 2000.
3. Cempel C.: *Modele systemów przetwarzania energii w teorii i inżynierii systemów*. Promocja na Doktora Honoris Causa Politechniki Szczecińskiej, Politechnika Szczecińska, 1995.
4. Cempel C.: *Modele diagnostyki wibroakustycznej*, Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów, Bydgoszcz 1994.
5. Cieślak J.: *Natężenie dźwięków strukturalnych w diagnostyce nieciągłości elementów konstrukcyjnych*, 3<sup>rd</sup> International Congress of Technical Diagnostics, Poznań 2004
6. Kaźmierczak H.: *Analiza rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych*, Rozprawy Nr 363, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
7. Kaźmierczak H.: *Dynamic load power distribution in mechanical systems*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 3(127), 127-141, ITE Radom 2003.
8. Kaźmierczak H.: *Badania trwałości zmęczeniowej maszyn metodą analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych*, Diagnostyka vol.26, 133-142, 2002, PTDT przy Wydziale Nauk Technicznych PAN.
9. Kaźmierczak H.: *Energetic description of the destruction process of machine structural nodes*, Machine Dynamics Problem, Vol. 27, No 3, 113-123, Warszawa 2003
10. Kaźmierczak H.: *Analiza destrukcji maszyny metodą rozkładu mocy obciążeń dynamicznych*, DIAGNOSTICS'2004 -3<sup>rd</sup> International Congress of Technical Diagnostics
11. Kaźmierczak H., Kromulski J., Pawłowski T.: *Energetyczne charakterystyki degradacji przyczepy*, Diagnostyka vol.33, 2005, PTDT przy Wydziale Nauk Technicznych PAN.
12. Kaźmierczak H., Kromulski J., Cempel C., Barczewski R.: *Energetic description of the destruction process of steel concrete structures*, COST Action 534 New Materials and Systems for Prestressed Concrete Structures, Workshop of COST on NTD Assessment and New Systems in Prestressed Concrete Structures, Radom 2005.
13. Kaźmierczak H., Kromulski J., Barczewski R.: *Structural characteristics of prestressed concrete*

- beams, 6<sup>th</sup> International Seminar on Technical System Degradation Problems, VI Międzynarodowe Seminarium Degradacji Systemów Technicznych, Liptowski Mikulasz 11-14 kwietnia 2007, str. 142-144.
14. Kaźmierczak H., Pawłowski T. Kromulski J.: *Mody energetyczne w opisie degradacji struktur mechanicznych*, XII Szkoła Analizy Modalnej-AGH Kraków; 2007.
  15. Łagoda T.: *Energetyczne modele oceny trwałości zmęczeniowej materiałów konstrukcyjnych w warunkach jednoosiowych i wieloosiowych obciążeń losowych*. Studia i monografie, z. 121. Politechnika Opolska, Opole 2001.
  16. Osiński Z.: *Tłumienie drgań*, PWN, Warszawa 1997
  17. Radkowski S., *Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych*, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Warszawa – Radom 2002.
  18. Szala J.: *Zmęczeniowe pękanie materiałów i konstrukcji – rozwój nauki i zastosowań praktycznych*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, zeszyt 2 (126), vol. 36, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
  19. Szala J., Szala G.: *Dwuparametryczne charakterystyki zmęczeniowe – sformułowanie problemu*, Problemy Eksploatacji Nr 3/2001(42), Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
  20. Uhl T.: *Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych*, WNT, Warszawa 1997.
  21. Wegner T.: *Metody energetyczne w wytrzymałości materiałów, Hipoteza wytrzymałościowa stateczności równowagi wewnętrznej*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 81 stron, Poznań 1999.



Doc. dr hab. **Henryk KAŹMIERCZAK** – absolwent Wydziału Mat. Fiz. Chem. Uniwersytetu im. Adama Mickiewicza w Poznaniu, stopień doktora nauk technicznych uzyskał w 1977r. na Wydziale Budowy Maszyn Politechniki Poznańskiej. Stopień doktora habilitowanego nauk technicznych z dziedziny mechanika uzyskał w 2002r. na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej. Jest autorem ponad 250 publikacji naukowych. Zajmuje się zagadnieniami z dziedziny dynamiki maszyn, diagnostyki technicznej, identyfikacji własności dynamicznych maszyn, w tym metodami analizy modalnej. Ostatnie publikacje dotyczą energetycznego modelowania obciążeń w maszynach oraz zastosowania metody analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych do badań procesów degradacji i trwałości maszyn. Jest członkiem krajowych i zagranicznych towarzystw naukowych.



Dr inż. **Tadeusz PAWŁOWSKI** – dyrektor Przemysłowego Instytutu Maszyn Rolniczych w Poznaniu. Absolwent Politechniki Poznańskiej, autor lub współautor ponad 80 prac naukowych z zakresu nowoczesnych metod analiz wytrzymałości konstrukcji, symulacyjnego szacowania obciążeń dynamicznych konstrukcji nośnych, analizy funkcjonalnej maszyn i urządzeń, komputerowego wspomaganie projektowania (CAD) oraz projektowania napędów hydrostatycznych w maszynach rolniczych. Autor rozprawy pt. „Dynamika cienkościennych konstrukcji nośnych maszyn rolniczych z uwzględnieniem sił uogólnionych III rzędu”.



Dr **Jacek KROMULSKI** jest adiunktem w Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych. W działalności naukowej zajmuje się zagadnieniami dynamiki strukturalnej, modelowania, analizy modalnej oraz analizy sygnałów. Jest autorem ponad 80 prac dotyczących tych zagadnień.