

CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNE OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH CIAŁA CZŁOWIEKA

Henryk KAŻMIERCZAK

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych
60-963 Poznań, ul. Starołęcka 31, fax: 061 8793262, e-mail: kazmhenr@pimr.poznan.pl

Streszczenie

Oddziaływanie drgań na człowieka powoduje ich selektywne przenoszenie przez strukturę jego ciała. Wyznaczono analityczny model strukturalny dynamiki ciała człowieka. Synteza własności dynamicznych modelu systemu metodą podatności dynamicznych umożliwiła wyznaczenie charakterystyk dynamicznych struktury stojącego człowieka. Do wyznaczenia charakterystyk dynamicznych modelu ciała człowieka przyjęto parametry struktury modelu wg Potiemkina–Frołowa. Wyznaczono moce wejściowe reakcji człowieka na wymuszenia występujące na korpusie ciągnika. Ciągnik poddawany był wymuszeniom symulującym przejazd przez przeszkody (na stanowisku badań przyspieszonych). Częstotliwości podstawowe wymuszeń: 1Hz, 1,26Hz, 2,5Hz.

Słowa kluczowe: model strukturalny, podatność dynamiczna, moc obciążeń dynamicznych, ciało człowieka.

ENERGETIC CHARACTERISTICS OF DYNAMICAL LOADS OF HUMAN BODY

Summary

Vibration influence on man causes its selective transfer through the structure of human body. There was determined analytical structural model of human body dynamic. Synthesis of dynamical features of the model's system by dynamical receptivity method enabled determining of dynamical characteristics of structure of a standing man. For determine dynamical characteristics of human body there were suggested parameters of structure according to Potiemkin–Frolov model. There were determined exit powers of human reactions on forces occurring on a tractor's frame. The tractor was forced by simulation of going through the blocks (on a stand of accelerating tests). Basic frequencies of forces: 1Hz, 1,26Hz, 2,5Hz.

Keywords: structural model, dynamical receptivity, power loads, human body

1. WPROWADZENIE

Maszyna powinna być tak skonstruowana, aby nie stwarzała niebezpieczeństwa dla obsługi ani zagrożenia dla otoczenia [4, 18]. Należy brać pod uwagę zarówno zagrożenie bezpośrednie (podczas pracy), jak również zagrożenia narastające w funkcji czasu użytkowania maszyny. Zagrożenia te mogą prowadzić do niebezpiecznych zmian w organizmie obsługującego maszynę. Wielkością kryterialną związaną z własnościami dynamicznymi maszyny jest poziom amplitud (poziom mocy i praca) drgań mechanicznych o oddziaływaniu miejscowym (np. na ręce obsługującego) oraz o oddziaływaniu ogólnym (oddziaływanie wibracji na kierowcę) i poziom natężenia hałasu emitowanego przez maszynę. Mając na uwadze podstawowe zasady konstrukcji i ich związki z dynamicznymi własnościami maszyny, należy je oceniać w ścisłym odniesieniu do parametrów wymuszeń (obciążeń) [12].

Człowiek obsługujący pojazd lub maszynę mobilną narażony jest na oddziaływanie drgań mechanicznych, które zmniejszają efektywność jego

pracy oraz szkodzą zdrowiu. Drgania mechaniczne mogą przenosić się na człowieka poprzez:

- stopy w pozycji stojącej,
- pośladki w pozycji siedzącej,
- powierzchnię styku ciała z pościelą w pozycji leżącej,
- ręce, ramiona, piersi, nogi i głowę,
- całą powierzchnię ciała, gdy jest ono zanurzone w drgającym ośrodku (np. w wodzie).

Oddziaływanie drgań na człowieka powoduje ich selektywne przenoszenie przez strukturę jego ciała i wzbudzenie drgań organów wewnętrznych. Pociąga to za sobą istotne odczucia, które ograniczają komfort pracy, a nawet powodują warunki pracy uciążliwymi. Odczuwanie drgań zależy przede wszystkim od: przyspieszenia ruchu drgającego, częstotliwości i czasu narażenia. Ochrona przed szkodliwym działaniem wibracji powinna polegać w pierwszym rzędzie na przestrzeganiu zasady, by na stanowiskach pracy nie były przekraczane najwyższe dopuszczalne wartości drgań mechanicznych [6]. W przypadku jednoczesnego występowania drgań o zbliżonych wartościach przyspieszeń w płaszczyźnie poziomej

w kierunkach (X, Y) i pionowych (Z), ich wpływ na pogorszenie sprawności człowieka jest większy w porównaniu do skutków działania drgań o kierunku pionowym. Dlatego w ocenie skutków zdrowotnych uwzględniana jest całkowita wartość ważona częstotliwościowo przyspieszenia drgań wyrażona przez sumę wektorową a_{wS} poszczególnych składowych.

$$a_{wS} = \sqrt{(1,4a_{wX})^2 + (1,4a_{wY})^2 + (a_{wZ})^2} \quad (1)$$

W powyższym wzorze uwzględniono wyniki badań doświadczalnych, które ujawniły 1,4-krotnie większą wrażliwość badanych osób na drgania poziome (X,Y) w porównaniu do reakcji na drgania pionowe (Z). Normy stanowiące ocenę szkodliwego oddziaływania drgań mechanicznych na człowieka ustalają pomiar drgań mechanicznych w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach.

Do oceny szkodliwego oddziaływania drgań mechanicznych na człowieka stosuje się normy:

PN-83/N-01354 „Drgania. Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań o oddziaływaniu ogólnym na organizm człowieka i metody oceny narażenia”.

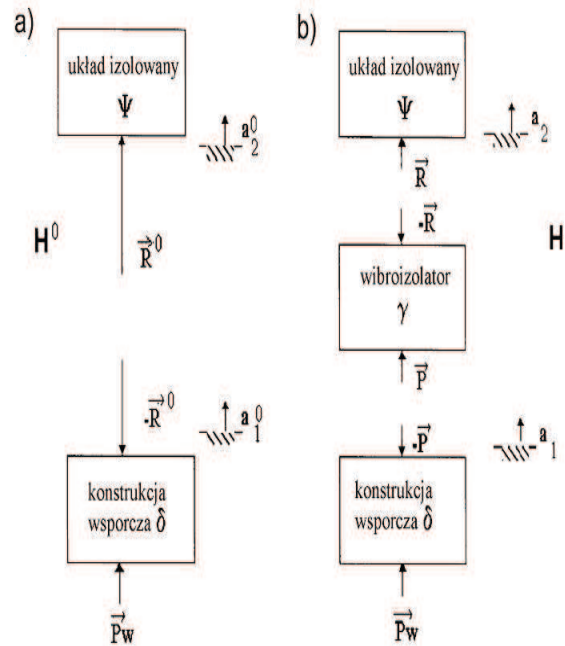
PN-83/N-01353 „Drgania. Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań o miejscowym oddziaływaniu na organizm człowieka i metody oceny narażenia”.

2. IDEA IZOLACJI DRGAŃ MECHANICZNYCH

Ideę układu izolacji drgań mechanicznych przedstawiono na rys. 1. Wibroizolacja siłowa polega na oddzieleniu sił dynamicznych maszyn i ich elementów od ich podłoża lub konstrukcji wsporczej. Uzyskuje się to przez przerwanie ciągłości struktury układu drgającego, wstawiając między maszynę (źródło drgań) a konstrukcję wsporczą (odbiorcę drgań) podatne elementy sprężysto-tłumiące zwane wibroizolatorami (rys. 1). Wibroizolacja przemieszczeniowa polega na oddzieleniu obsługującego maszynę, czułych i wrażliwych na drgania urządzeń, przyrządów pomiarowych od drgań ich miejsc mocowania, podłoża lub konstrukcji wsporczych. Przyczyną drgań jest tutaj ruch podłoża (wymuszenie kinematyczne), a celem wibroizolacji jest separacja tego ruchu od chronionego obszaru. Uzyskuje się to przez przerwanie ciągłości struktury układu drgającego poprzez wstawienie między drgające podłoże (np. korpus ciągnika) a chroniony układ (kierowca) elementu wibroizolacyjnego.

Posługując się metodą podatności dynamicznej wyznaczono [1, 12] funkcję przenoszenia drgań układu (rys. 1a):

$$H_{2w}^0 = \frac{\delta_{1w}\Psi_{22}}{\delta_{11} + \Psi_{22}} \quad (2)$$



Rys. 1. Schemat układu przestrzennej izolacji drgań [11]

Po wstawieniu wibroizolatora o charakterystyce γ (rys. 1b) funkcja przenoszenia drgań układu:

$$H_{2w}(j\omega, \Theta) = \frac{\delta_{1w}\gamma_{12}\Psi_{22}}{(\delta_{11} + \gamma_{11})(\gamma_{22} + \Psi_{22}) - \gamma_{12}^2} \quad (3)$$

Estymata funkcyjna efektywności izolacji mocy drgań w systemie przyjmuje postać:

$$E_N(\omega) = \frac{(\delta_{11} + \gamma_{11})(\gamma_{22} + \Psi_{22}) - \gamma_{12}^2}{\gamma_{12}(\gamma_{11} + \Psi_{22})} \quad (4)$$

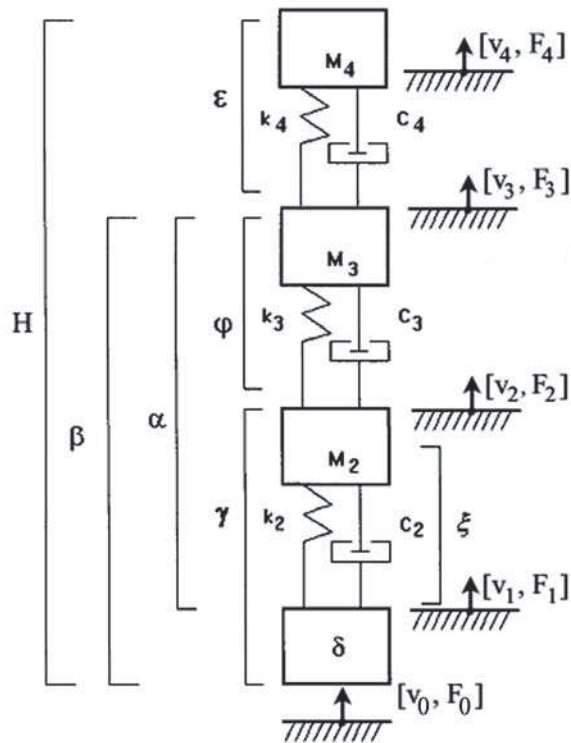
Natomiast estymata amplitudowa efektywności izolacji mocy drgań w systemie ma postać:

$$\bar{E}_N^2 = \int_{\omega_1}^{\omega_2} \left[\frac{(\delta_{11} + \gamma_{11})(\gamma_{22} + \Psi_{22}) - \gamma_{12}^2}{\gamma_{12}(\gamma_{11} + \Psi_{22})} \right]^2 d\omega_s \quad (5)$$

Efektywność izolacji drgań jest więc funkcją charakterystyk dynamicznych konstrukcji wsporczej (np. korpusu ciągnika), układu wibroizolacji i chronionego obiektu (kierowca).

3. ANALITYCZNY MODEL STRUKTURALNY DYNAMIKI CIAŁA CZŁOWIEKA

Na rys. 2 zamieszczono model strukturalny dynamiki ciała człowieka według Frołowa (16), który podał parametry modelu. W artykule przedstawiono opracowane analitycznie charakterystyki dynamiczne modelu. Do wyznaczenia przebiegu charakterystyk (rys. 3) wykorzystano parametry struktury modelu podane przez Frołowa.



Rys. 2. Model strukturalny ciała Człowieka [17]

Moce reakcji struktury ciała człowieka na wymuszenia F , zadawane na stopy stojącego człowieka opisują elementy wektora mocy obciążeń według przyjętych współrzędnych modelu (rys. 2):

$$N_{ik} = \begin{Bmatrix} N_{00} \\ N_{20} \\ N_{34} \\ N_{40} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

przy czym np. N_{41} jest mocą przenoszoną z korpusu maszyny na głowę człowieka.

Wyznaczono podatności dynamiczne podukładów struktury ciała człowieka (rys. 2):

$$\beta_{00} = \frac{\delta_{00}[(\delta_{11} + \xi_{11})(\xi_{22} + \varphi_{22}) - \xi_{12}^2] - \delta_{01}^2(\xi_{22} + \varphi_{22})}{(\delta_{11} + \xi_{11})(\xi_{22} + \varphi_{22}) - \xi_{12}^2} \quad (7)$$

$$\beta_{33} = \frac{\varphi_{33}[(\delta_{11} + \xi_{11})(\xi_{22} + \varphi_{22}) - \xi_{12}^2] - \varphi_{23}^2(\delta_{11} + \xi_{11})}{(\delta_{11} + \xi_{11})(\xi_{22} + \varphi_{22}) - \xi_{12}^2} \quad (8)$$

$$\beta_{03} = \frac{\delta_{00} \xi_{12} \varphi_{23}}{(\delta_{11} + \xi_{11})(\xi_{22} + \varphi_{22}) - \xi_{12}^2} \quad (9)$$

Synteza własności dynamicznych systemu metodą podatności dynamicznych umożliwia wyznaczenie charakterystyk dynamicznych struktury stojącego człowieka:

- odpowiedź – stopy/ wymuszenie – stopy:

$$H_{00} = \frac{\beta_{00}(\beta_{33} + \varepsilon_{33}) - \beta_{03}^2}{\beta_{33} + \varepsilon_{33}} \quad (10)$$

- odpowiedź – głowa/ wymuszenie – stopy:

$$H_{40} = \frac{\beta_{03} \varepsilon_{34}}{\beta_{33} + \varepsilon_{33}} \quad (11)$$

- odpowiedź – korpus/ wymuszenie – głowa:

$$H_{34} = \frac{\beta_{33} \varepsilon_{34}}{\beta_{33} + \varepsilon_{33}} \quad (12)$$

przy czym podatności dynamiczne elementów modelu dyskretnego ciała człowieka, wyrażone jako funkcje parametrów, są [9]:

$$\varepsilon_{33} = -\frac{1}{m_4 \omega^2} + \frac{1}{k_4 + ic_4 \omega}, \quad \varepsilon_{34} = -\frac{1}{m_4 \omega^2} \quad (13)$$

$$\xi_{11} = -\frac{1}{m_2 \omega^2} + \frac{1}{k_2 + ic_2 \omega}, \quad \xi_{12} = -\frac{1}{m_2 \omega^2},$$

$$\xi_{22} = -\frac{1}{m_2 \omega^2} \quad (14)$$

$$\delta_{11} = -\frac{1}{m \omega^2}, \quad \varphi_{23} = -\frac{1}{m_3 \omega^2},$$

$$\varphi_{22} = -\frac{1}{m_3 \omega^2} + \frac{1}{k_3 + ic_3 \omega} \quad (15)$$

Do wyznaczenia charakterystyk dynamicznych modelu ciała człowieka przyjęto następujące parametry struktury modelu według Frołowa [7]:

- $m_1=42,2\text{kg}$; $k_1=46091\text{N/m}$; $c_1=12062\text{Ns/m}$; [2789 (gama=1)];
- $m_2=23,1\text{kg}$; $k_2=95125\text{N/m}$; $c_2=981\text{Ns/m}$; [2964 (gama=1)];
- $m_3=5,0\text{ kg}$; $k_3=185346\text{N/m}$; $c_3=118\text{Ns/m}$; [1925 (gama=1)];
- $m=2\text{kg}$.

Na rys. 3 zamieszczono zestawienie modułów oraz części rzeczywistych i części urojonych inercyjności dynamicznych: $H_{00}(j\omega)$, $H_{40}(j\omega)$ i $H_{34}(j\omega)$ ciała człowieka. Przebiegi inercyjności potwierdzają wysokie wartości parametrów tłumienia w modelu ciała człowieka.

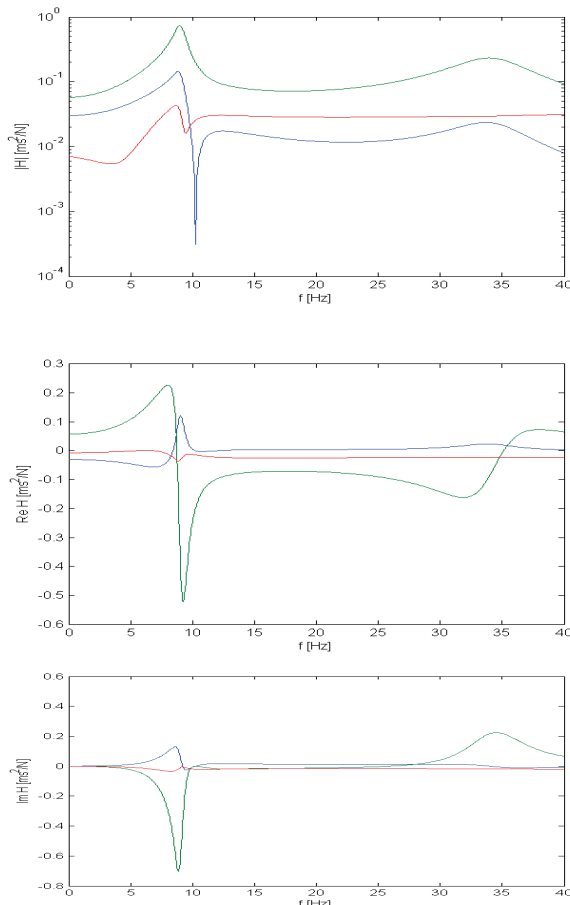
Spśród charakterystyk dużą podatnością na degradację struktury wyróżnia się inercyjność dynamiczna $H_{34}(j\omega)$ [wymuszenie – głowa, reakcja (odpowiedź) – korpus człowieka] (rys. 3). Stanowi to potwierdzenie wielkiego niebezpieczeństwa wystąpienia uszkodzenia kręgów szyjnych przy skoku do wody „na główkę”. Wyznaczono moce wejściowe reakcji człowieka (rys. 5) na wymuszenia występujące na korpusie ciągnika. Ciągnik poddawany był wymuszeniom (rys. 4), symulującym przejazd przez przeszkody (wymuszenia o dużej amplitudzie) na stanowisku badań przyspieszonych. Częstotliwości podstawowe wymuszeń (najazd kół ciągnika na przeszkodę); 1Hz, 1,26Hz, 2,5Hz.

Wyznaczono moduły mocy wejściowych $|N_{00}(\omega)|$ oraz części rzeczywiste i części urojone $\text{Re } N_{00}(\omega)$ i $\text{Im } N_{00}(\omega)$.

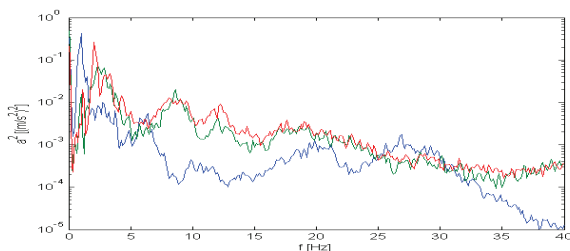
Są to charakterystyki energetyczne oddziaływań ciągnika przejeżdżającego przez przeszkody na kierowcę.

Moc wejściową reakcji ciała człowieka na wymuszenie wyznaczono wg formuły (16):

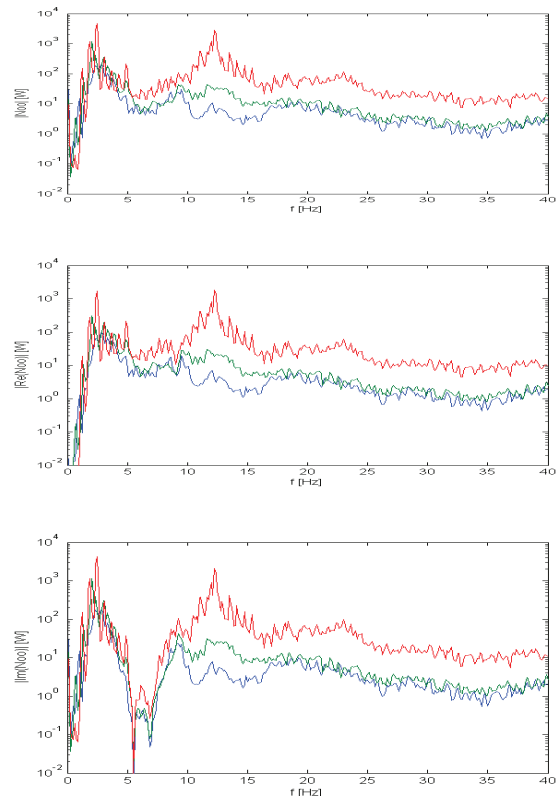
$$N_{00}(j\omega) = \frac{1}{\omega} H_{00}^{-1}(j\omega) G_{aa}(\omega) \quad (16)$$



Rys. 3. Inertancje dynamiczne modelu ciała człowieka (rys. 2): l. nieb. – H_{40} , l. ziel. – H_{34} , l. czerw. – H_{00}



Rys. 4. Widma wymuszeń występujących na korpusie ciągnika (nieb. – 1Hz, ziel.--1,26Hz, czerw.-- 2,5Hz)



Rys. 5. Moce obciążeń dynamicznych stojącego człowieka (przy różnych wymuszeniach)

Wysokie wartości mocy obciążeń, wywołane wymuszeniami, wystąpiły dla częstotliwości 2,5 Hz i 13 Hz. Interesującym jest niska wartość mocy siły sztywności dynamicznej struktury w paśmie częstotliwości 5,5Hz – 6,5 Hz.

4. WNIOSKI

1. Efektywność izolacji drgań jest funkcją charakterystyk dynamicznych konstrukcji wsporczej (np. korpusu ciągnika), układu wibroizolacji i obiektu chronionego (kierowca).
2. Analiza wykresów inercyjności $H_{34}(j\omega)$ (rys. 3) wskazuje na dużą podatność górnych kręgów kręgosłupa na degradację sztywności struktury pod wpływem wymuszenia zadawanego na głowę (np. skok do wody).
3. W układzie: korpus ciągnika – izolator drgań – kierowca należy uzyskać niski współczynnik przenoszenia drgań w paśmie 0,5–25 Hz (rys. 5).

LITERATURA

- [1] Bishop R. E. D., Johnson D. C.: *The mechanics of Vibration*, Cambridge University Press, 1960.
- [2] Dobry M. W., Wojsznis M.: STRUCTURES-WAVES-HUMAN HEALTH, Structural Acoustics and Waves in Environment, *The Influence of Tool Mass on Energy Phenomena in a Biomechanical Human- Big*

- Demolishing Hammer System*, vol XII, No. 1, Kraków 2003, pp. 141-150;
- [3] Dobry M. W.: *Energy diagnostics and assessment of dynamics of mechanical and biomechanics systems*. Machine Dynamics Problems 2001, Vol. 25, No.3/4 Warsaw University of Technology, Warsaw 2001, pp. 35-54.
- [4] Dobry M. W.: *Metoda energetycznego dostosowania maszyn do człowieka-operatora i środowiska na etapie projektowania*. Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji, Vol. 2, Nr 2 spec., Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2004, pp. 29-39.
- [5] Dobry M. W.: *Dependence of energy flow and damages of human body exposed on hand-arm vibration*. XXI Sympozjum – Vibrations in Physical Systems – Poznań – Kiekrz 2004, pp. 127-130.
- [6] Engel Zb., Kowal J.: *Sterowanie procesami wibroakustycznymi*, Wydawnictwa AGH Kraków 1995.
- [7] Frołow K. B.: *Zaszczyta ot Wibracji i Udarow*. Maszynostrojenije, Moskwa 1981.
- [8] Göhlich H.: *Mensch und Maschine*. Hamburg, Berlin, Parrey, 1987.
- [9] Göhlich H., Hoppe U.: *Fahrdynamik – Fahrsicherheit – Fahrerplatz*, Jahrbuch Agrartechnik, VDMA Landtechnik, VDI-MEG, KTBL, 2003.
- [10] Göhlich H., Hoppe U., Meyer J.: *Fahrdynamik – Fahrsicherheit – Fahrerplatz*, Jahrbuch Agrartechnik, VDMA Landtechnik, VDI-MEG, KTBL, 2004.
- [11] Hauck M.: *Geregelte Daempfung für Traktor-Fahrersitze*, Technische Universitaet Berlin, D 83, Berlin 2001.
- [12] Kaźmierczak H.: *Uproszczona synteza złożonych układów izolacji drgań metodą podatności dynamicznej*. Rozprawa doktorska, Wydział Budowy Maszyn Politechniki Poznańskiej, Poznań 1977.
- [13] Kaźmierczak H.: *Analiza rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Rozprawy nr 363, Poznań 2001.
- [14] Kaźmierczak H.: *Seat Driver Vibration Isolation System*. XXI Symposium – Vibrations in Physical System.
- [15] Kaźmierczak H.: *Energetyczna Analiza Stanu Technicznego Maszyn* w książce INŻYNIERIA DIAGNOSTYKI MASZYN, 340-358, PTDT, Instytut Technologii Eksploatacji, Warszawa, Bydgoszcz, Radom 2004.
- [16] Kaźmierczak H.: *Modelowanie energetyczne procesu degradacji obiektu mechanicznego* w Wybrane zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych, 158-165, AGH Kraków 2005.
- [17] Książek M. A.: *Modelowanie i optymalizacja układu Człowiek – wibroizolator – maszyna*. Politechnika Krakowska, Kraków 1999.
- [18] Nowak B.: *Ocena wpływu drgań siedziska pojazdu mechanicznego na operatora, praca magisterska*. ATR Bydgoszcz 2001.
- [19] Osiński Zb., *Thumienie drgań*, PWN Warszawa 1997.
- [20] Wojsznis M., Dobry M. W.: *STRUCTURES – WAVES – HUMAN HEALTH*, Acoustical Engineering, *Dynamics of energy flow in a biomechanical human – machine system-hand- arm vibrations*, vol. XIII, No. 1, Kraków 2004, pp. 55-70
- [21] Wojsznis M., Dobry M. W., Tabaszewski M.: *STRUCTURES – WAVES – HUMAN HEALTH*, Acoustical Engineering, *Energy verification of a dynamical model of a human – big hand-held hammer systems*, vol. XIV, No. 1, Kraków 2005, pp. 179-182;
- [22] Wojsznis M.: *Dynamika przepływu energii w systemie biomechanicznym Człowiek – Duże Zmechanizowane Narzędzie Ręczne (C-DZNR)*. Praca Doktorska, Wydział Budowy Maszyn, Politechnika Poznańska, 2006



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 struktur mechanicznych, w tym metodami analizy modalnej. Do energetycznego opisu obciążeń w maszynach i innych strukturach mechanicznych oraz do badań procesów degradacji i trwałości maszyn stosuje opracowaną przezeń metodę analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych. Jest członkiem krajowych i zagranicznych towarzystw naukowych.