

## ROZSZERZENIE MOŻLIWOŚCI ZASTOSOWANIA TŁUMIENIA MODALNEGO W DIAGNOSTYCE DUŻYCH OBIEKTÓW

Konrad HOSZWA, Jerzy OSIŃSKI, Marcin OSIPIAK, Piotr ŻACH  
Politechnika Warszawska, Instytut Podstaw Budowy Maszyn  
02-524 Warszawa, ul. Narbutta 84, fax 022-660-86-22, josinski@ipbm.simr.pw.edu.pl

### Streszczenie

W pracy przedstawiono możliwości zastosowania tłumienia modalnego w diagnostyce dużych obiektów, takich jak: nadwozia samochodów lub kadłuby obiektów pływających i latających. W opisie tłumienia wykorzystano warunek Caughe'ya. Kompozytowy dach samochodu Polonez Kombi przebadano metodą analizy modalnej. Model tłumienia z wykorzystaniem warunku Caughe'ya umożliwia rozprzęganie równań ruchu. Zastosowanie proponowanego modelu tłumienia umożliwia uzyskanie znacznie lepszego przybliżenia właściwości tłumiących struktury kompozytowej (w porównaniu z modelem Rayleigha).

Słowa kluczowe: tłumienie, analiza modalna, badania, częstotliwości własne, samochód.

### WIDENING THE POSSIBILITY OF MODAL DAMPING APPLICATION TO DIAGNOSTICS OF LARGE OBJECTS

#### Summary

The paper presents the possibility of modal damping application to diagnostics of the large objects, such how: the body of cars or hulks of swimming and flying objects. Caughey condition is used in description of damping model. the composite roof of the car Polonez Kombi was investigated by Modal Analysis Method. Damping model used Caughey condition make possible decoupling of equations of movement. Application pf proposed damping model make possible getting better approximation of dissipative composite structure proprieties (comparatively by the Rayleigh model).

Keywords: damping, modal analysis, test, modes, car.

#### 1. WSTĘP

W diagnostyce dużych obiektów takich jak: nadwozia samochodów [1], kadłuby samolotów i śmigłowców [2] powszechnie stosowana jest metoda analizy modalnej. Umożliwia ona wyznaczenie częstotliwości i postaci własnych drgań struktury oraz tłumienia modalnego – jednego współczynnika tłumienia dla każdej częstotliwości (postaci) drgań. W numerycznej analizie modalnej odpowiada to przyjęciu tłumienia Rayleigha [3].

$$\bar{C} = \alpha_p \bar{M} + \beta_p \bar{K}, \quad (1)$$

gdzie:  $\bar{M}$  - macierz bezwładności,  $\bar{K}$  - macierz sztywności,  $\alpha_p$ ,  $\beta_p$  - stałe współczynniki.

Macierz tłumienia układu przekształconego do współrzędnych normalnych ma w tym przypadku postać diagonalną. Model tłumienia według (1) jest założeniem upraszczającym ze względu na przyjęcie wyrazów proporcjonalnych do macierzy sztywności lub bezwładności. Celem niniejszej pracy jest rozszerzenie możliwości stosowania tłumienia modalnego na układy spełniające warunki podane po raz pierwszy przez T. K. Caughe'ya [4, 5].

#### 2. OGÓLNY WARUNEK ROZPRZĘGANIA RÓWNAŃ

Zgodnie z pracą [5] układ równań z tłumieniem można zapisać we współrzędnych normalnych, jeśli spełniony jest warunek na przemienność iloczynu  $\bar{M}^{-1}\bar{C}$  i  $\bar{M}^{-1}\bar{K}$ , czyli:

$$(\bar{M}^{-1}\bar{C})(\bar{M}^{-1}\bar{K}) = (\bar{M}^{-1}\bar{K})(\bar{M}^{-1}\bar{C}) \quad (2)$$

Po lewostronnym pomnożeniu obu stron równania (2) przez macierz  $\bar{M}$  można doprowadzić warunek do postaci bardziej znanej w literaturze:

$$\bar{C}\bar{M}^{-1}\bar{K} = \bar{K}\bar{M}^{-1}\bar{C} \quad (3)$$

Analogicznie do warunku (2) zależność między macierzami  $M$ ,  $K$  i  $C$  może spełniać także dwa inne warunki. Pierwszym z nich jest przemienność iloczynu  $\bar{K}^{-1}\bar{M}$  i  $\bar{K}^{-1}\bar{C}$ , natomiast drugim – przemienność iloczynu  $\bar{C}^{-1}\bar{M}$  i  $\bar{C}^{-1}\bar{K}$ . Warunki te, po uproszczeniu, można zapisać w postaci:

$$\bar{C}\bar{K}^{-1}\bar{M} = \bar{M}\bar{K}^{-1}\bar{C} \quad (4)$$

$$\bar{K}\bar{C}^{-1}\bar{M} = \bar{M}\bar{C}^{-1}\bar{K} \quad (5)$$

Łatwo zauważyć, iż warunki (3), (4) i (5) są wyrażeniami bardziej ogólnymi od modelu

Rayleigha oraz że model przedstawiony przez Rayleigha [3] także spełnia te warunki (jest przypadkiem szczególnym).

Podstawiając (1) do (3) można wykazać, że obie strony równania są sobie równe:

$$(\alpha_p \bar{M} + \beta_p \bar{K}) \bar{M}^{-1} \bar{K} = \bar{K} \bar{M}^{-1} (\alpha_p \bar{M} + \beta_p \bar{K}) \quad (6)$$

Po przemnożeniu i uproszczeniu:

$$\begin{aligned} \alpha_p \bar{M} \bar{M}^{-1} \bar{K} + \beta_p \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} = \\ = \alpha_p \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{M} + \beta_p \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\alpha_p \bar{I} \bar{K} + \beta_p \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} = \alpha_p \bar{K} \bar{I} + \beta_p \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} \quad (8)$$

$$\alpha_p \bar{K} + \beta_p \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} = \alpha_p \bar{K} + \beta_p \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} \quad (9)$$

Tak samo można wykazać spełnianie przez (1) warunków (4) i (5).

Teoria wyprowadzona przez Caughey'a pozwala na przyjęcie w analizie układów dynamicznych innych niż przedstawione tłumienie proporcjonalne modeli tłumienia i uproszczenie obliczeń poprzez rozprężenie równań ruchu, co zostanie przedstawione w dalszej części pracy.

Rozszerzenie możliwości zastosowania tego rodzaju tłumienia zaproponowano w rozprawie [6]. Macierz tłumienia przyjęto w postaci:

$$\bar{C} = \gamma_1 \bar{K} (\bar{M}^{-1} \bar{K})^n + \gamma_2 \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \quad (10)$$

Każdy z tych dwóch składników zostanie rozpatrzony osobno. Pierwszy z nich, proporcjonalny do odwróconej macierzy bezwładności ma postać:

$$\bar{C} = \gamma \bar{K} (\bar{M}^{-1} \bar{K})^n \quad (11)$$

Można wykazać, że zaproponowany model tłumienia (11) spełnia warunek (3) pozwalający na rozprężanie równań ruchu (dla dowolnego n).

Podstawienie (11) do (3) prowadzi do równania:

$$\bar{K} (\bar{M}^{-1} \bar{K})^n \bar{M}^{-1} \bar{K} = \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} (\bar{M}^{-1} \bar{K})^n \quad (12)$$

Aby udowodnić, że równanie jest spełnione należy wykonać proste przekształcenie:

$$\bar{K} (\bar{M}^{-1} \bar{K})^{n+1} = \bar{K} (\bar{M}^{-1} \bar{K})^{n+1} \quad (13)$$

Obie strony równania (13) są identyczne, tak więc równanie (12) też jest spełnione.

Ostatni składnik zaproponowanego modelu (10) jest wprost proporcjonalny do odwróconej macierzy sztywności:

$$\bar{C} = \gamma \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \quad (14)$$

Tak samo jak w poprzednim przypadku należy wykazać spełnianie przez (14) warunków (3). Dokonując podstawienia a następnie kilku przekształceń na macierzach można powyższe udowodnić:

$$\bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \bar{M}^{-1} \bar{K} = \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \quad (15)$$

$$\bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \bar{M}^{-1} \bar{K} = \bar{K} \bar{I} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \quad (16)$$

$$\bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \bar{M}^{-1} \bar{K} = \bar{K} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \bar{K}^{-1} \bar{M} \bar{M}^{-1} \bar{K} = \\ = \bar{K} \bar{K}^{-1} \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \end{aligned} \quad (18)$$

$$\bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \bar{K}^{-1} \bar{I} \bar{K} = \bar{I} \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \quad (19)$$

$$\bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \bar{K}^{-1} \bar{K} = \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \quad (20)$$

$$\bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \bar{I} = \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \quad (21)$$

$$\bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} = \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \quad (22)$$

Zostało więc udowodnione, że przedstawiony model tłumienia (10) pozwala na rozprężanie układu równań.

W analizie układów dynamicznych założenie macierzy tłumienia w postaci tłumienia Rayleigha z jednej strony pozwalało na znaczne uproszczenie obliczeń, z drugiej zaś strony prowadziło do pewnych niedokładności wynikających z przyjęcia, że tłumienie w układzie jest wprost proporcjonalne do bezwładności, sztywności lub obu ich naraz. W rzeczywistych układach mechanicznych tłumienie jest zjawiskiem bardziej złożonym. Zamodelowanie tłumienia w postaci (10) pozwala na zachowanie korzyści wynikających z uproszczenia analizy układów równań, a jednocześnie umożliwia dokładniejszy opis właściwości tłumiących rozpatrywanej struktury. Zostanie to przedstawione na podstawie kilku przykładowych wyników eksperymentalnych pochodzących z badań własnych autorów oraz zaczerpniętych z literatury.

### 3. ZASTOSOWANIE NOWEGO MODELU TŁUMIENIA MODALNEGO W DIAGNOSTYCE DUŻYCH OBIEKTÓW

Do analizy porównawczej zostaną przyjęte dwa modele tłumienia (na podstawie (11) i (14) przy założeniu, że n = 1):

$$\bar{C} = \alpha_p \bar{M} + \beta_p \bar{K} + \gamma \bar{M} \bar{K}^{-1} \bar{M} \quad (23)$$

$$\bar{C} = \alpha_p \bar{M} + \beta_p \bar{K} + \gamma \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} \quad (24)$$

Oznaczmy przez  $\bar{Y}$  macierz współczynników postaci drgań umożliwiającą transformację równań do postaci normalnej, przez wykonanie działań:

$$\bar{M}_D = \bar{Y}^T \bar{M} \bar{Y} \quad (a)$$

$$\bar{K}_D = \bar{Y}^T \bar{K} \bar{Y} \quad (b) \quad (25)$$

$$\bar{C}_D = \bar{Y}^T \bar{C} \bar{Y} \quad (c)$$

W wyniku działań (a) i (b) otrzymamy diagonalną macierz bezwładności  $\bar{M}_D$  (współczynniki na głównej przekątnej oznaczamy jako  $m_i$ ) i sztywności  $\bar{K}_D$  (współczynniki na głównej przekątnej oznaczamy jako  $k_i$ ). Dla określenia

wyniku transformacji trzeciego składnika wzorów (23) i (24), zauważmy, że rozwiązując zagadnienie własne równania pomnożonego lewostronnie przez macierz odwrotną do macierzy bezwładności, czyli równania:

$$\overline{M}^{-1}\overline{M}\overline{\ddot{x}} + \overline{M}^{-1}\overline{K}\overline{x} = 0 \quad (26)$$

otrzymamy zależność:

$$\overline{K}_{OM} = \overline{Y}^T \overline{M}^{-1} \overline{Y} \quad (27)$$

gdzie:  $\overline{K}_{OM}$  jest diagonalną macierzą częstości własnych (na głównej przekątnej występują składniki  $\omega_i^2$ ). Po wykonaniu transformacji zależności (24) iloczyn  $\overline{M}^{-1}\overline{K}$  możemy zastąpić więc przez  $\omega_i^2$  i otrzymać:

$$\overline{C}_D = \alpha_p \overline{M}_D + \beta_p \overline{K}_D + \gamma \omega_i^2 \overline{K}_D \quad (28)$$

Równanie opisujące ruch i-tej współrzędnej normalnej otrzymamy w postaci:

$$m_i \ddot{y}_i + (\alpha_p m_i + \beta_p k_i + \gamma \omega_i^2 k_i) \dot{y}_i + k_i y_i = 0 \quad (29)$$

Po podzieleniu przez  $m_i$  i uwzględnieniu definicji częstości własnej otrzymujemy:

$$\ddot{y}_i + (\alpha_p + \beta_p \omega_i^2 + \gamma \omega_i^4) \dot{y}_i + \omega_i^2 y_i = 0 \quad (30)$$

Do porównania z wynikami analizy modalnej potrzebne są współczynniki tłumienia modalnego zależne od częstości własnej. Z równości:

$$2\xi_i \omega_i = \alpha_p + \beta_p \omega_i^2 + \gamma \omega_i^4 \quad (31)$$

wyznaczamy:

$$\xi_i = \frac{\alpha_p}{2\omega_{oi}} + \frac{\beta_p \omega_{oi}}{2} + \frac{\gamma \omega_{oi}^3}{2} \quad (32)$$

Przekształcając analogicznie zależność (23) rozwiązujemy zagadnienie własne równania pomnożonego lewostronnie przez odwrotność

macierzy sztywności. Otrzymujemy z trzeciego składnika macierz diagonalną zawierającą na głównej przekątnej odwrotność częstości własnej i w końcu zależność:

$$\xi_i = \frac{\alpha_p}{2\omega_{oi}} + \frac{\beta_p \omega_{oi}}{2} + \frac{\gamma}{2\omega_{oi}^3} \quad (33)$$

Wykorzystując wzory (32) i (33) można dokonać próby aproksymacji przebiegu wartości współczynnika tłumienia modalnego wyznaczonych na drodze eksperymentu w rzeczywistych konstrukcjach w funkcji częstości własnej.

Aproksymacji dokonano wykorzystując wyniki eksperymentalnej analizy modalnej dla czterech typów konstrukcji (pierwszej z niżej wymienionych na podstawie badań własnych autorów, pozostałych z wykorzystaniem opisów dostępnych w publikacjach innych autorów).

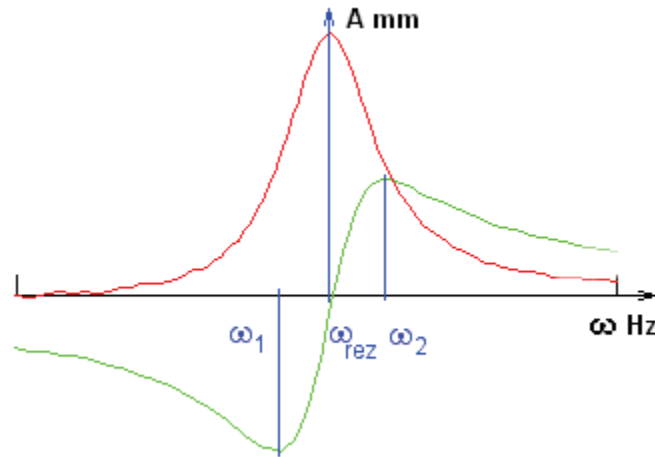
Autorzy wykonali badania kompozytowego płatu dachu samochodu osobowego Polonez Kombi, przedstawionego na rys. 1, metodą analizy modalnej w Laboratorium Instytutu Lotnictwa w Warszawie, dzięki pomocy mgr inż. Zbigniewa Lorenca. Przebadano zakres 2 – 62 Hz, co umożliwiło wyznaczenie 12 częstości własnych i współczynników tłumienia modalnego [7, 8]. Na rys. 2 przedstawiono przykładową charakterystykę amplitudowo-częstościową i sposób wyznaczenia wg zależności:

$$\eta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_{rez}} \quad (34)$$

zgodnie z metodyką przyjętą w Instytucie Lotnictwa w badaniach konstrukcji lotniczych. Wyniki – rysunki postaci drgań przedstawiono z zastosowaniem programu opracowanego przez autorów.



Rys. 1. Widok badanego obiektu



Rys. 2. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa – sposób wyznaczenia współczynnika tłumienia uogólnionego

Wyniki badań podano w tablicy 1, gdzie kolejno są przedstawione:

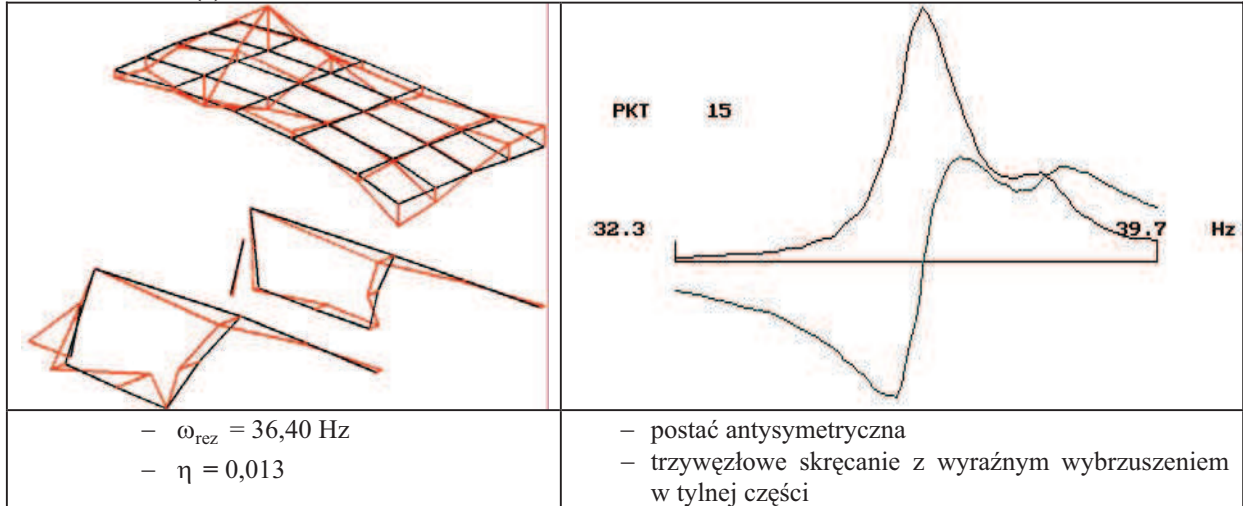
- wizualizacja postaci własnej,
- odpowiadająca danej postaci charakterystyka amplitudowo – częstotliwościowa,
- dodatkowe informacje o:
  - częstotliwości rezonansowej wyznaczonej postaci  $\omega_{rez}$ ,

- wartość wyliczonego współczynnika tłumienia uogólnionego  $\eta$ ,
- kolejny numer wyznaczonej częstotliwości rezonansowej (zamieszczono przykładowo trzy postacie drgań),
- krótki opis postaci.

Tablica 1. Wyniki badań dachu metodą analizy modalnej

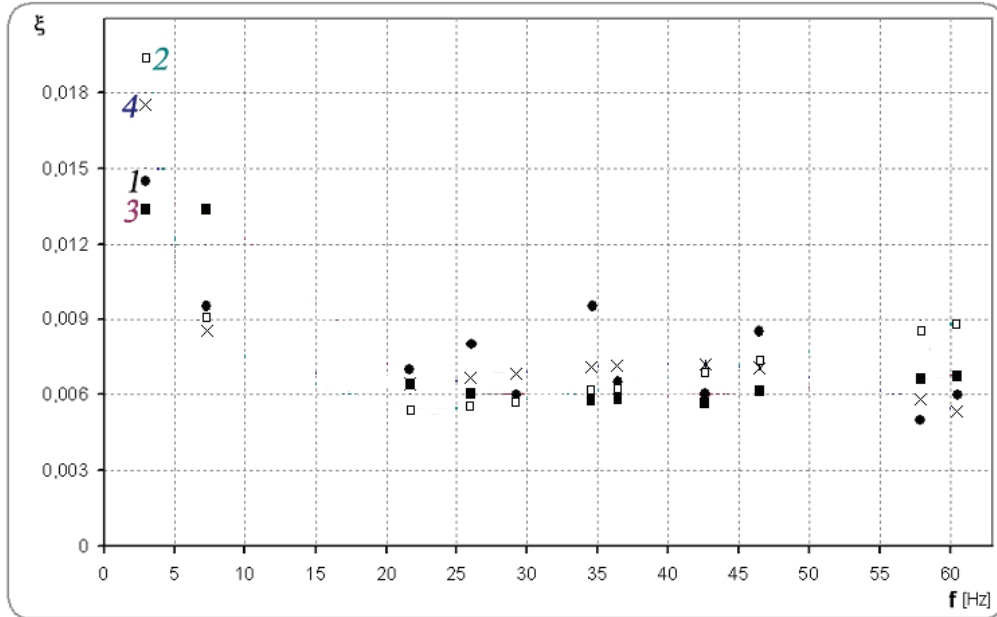
Postać pierwsza (1)	
<ul style="list-style-type: none"> <li>– <math>\omega_{rez} = 3,00</math> Hz</li> <li>– <math>\eta = 0,029</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– postać antysymetryczna</li> <li>– skręcanie poszycia górnego</li> </ul>
Postać trzecia (3)	
<ul style="list-style-type: none"> <li>– <math>\omega_{rez} = 18,34</math> Hz</li> <li>– <math>\eta = 0,035</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– postać symetryczna</li> <li>– drgania przedniej części</li> </ul>

Postać ósma (8)

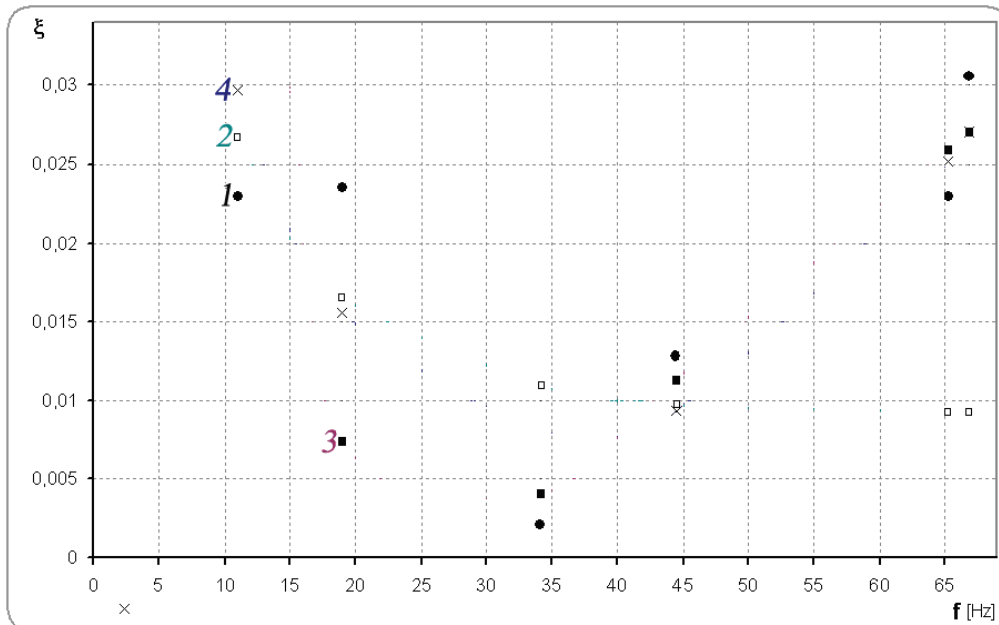


Na poniższych rysunkach przedstawiono porównanie wartości tłumień zmierzonych i obliczonych z zaproponowanego w pracy modelu: w kompozytowym dachu samochodu Polonez

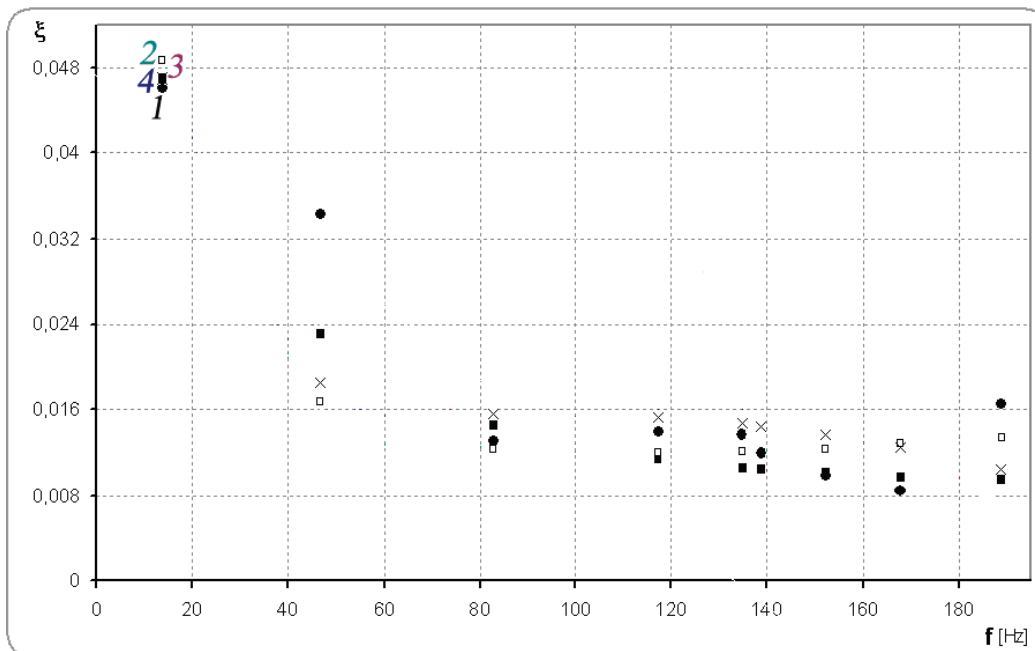
Kombi – rys. 3, w prostej ramie stalowej [9] – rys. 4, w korpusie frezarki pionowej [10] – rys. 5 i w stalowej obudowie generatora prądu [11] – rys. 6.



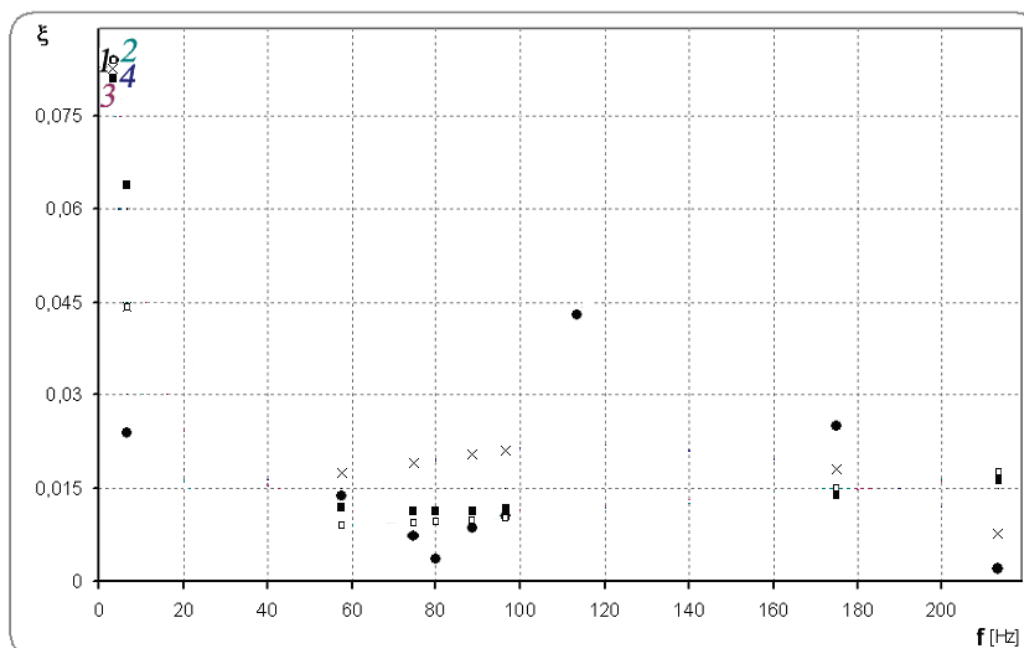
Rys. 3. Wartości współczynnika  $\xi$  z przyjęciem różnych modeli tłumienia w kompozytowym dachu samochodu Polonez Kombi: 1 ● – wyniki eksperymentalne, 2 □ – tłumienie wg (1):  $\alpha_p = 0.72$ ;  $\beta_p = 4.16 \cdot 10^{-5}$ , 3 ■ – tłumienie wg (33):  $\alpha_p = 1.3$ ;  $\beta_p = 2.694 \cdot 10^{-5}$ ;  $\gamma = -286$ , 4 × – tłumienie wg (32):  $\alpha_p = 0.64$ ;  $\beta_p = 6.58 \cdot 10^{-5}$ ;  $\gamma = -2.9 \cdot 10^{-10}$



Rys. 4. Wartości współczynnika  $\xi$  z przyjęciem różnych modeli tłumienia w ramie stalowej:  
 1 ● – wyniki eksperymentalne, 2 □ – tłumienie wg (2):  $\alpha_p = 3.6$ ;  $\beta_p = 2.38 \cdot 10^{-5}$ , 3 ■ – tłumienie  
 wg (33):  $\alpha_p = -8.7$ ;  $\beta_p = 17.42 \cdot 10^{-5}$ ;  $\gamma = 113710$ , 4 × – tłumienie wg (32):  $\alpha_p = 4.42$ ;  
 $\beta_p = -6.4 \cdot 10^{-5}$ ;  $\gamma = 9.54 \cdot 10^{-10}$



Rys. 5. Wartości współczynnika  $\xi$  z przyjęciem dla różnych modeli tłumienia w korpusie frezarki pionowej: 1 ● – wyniki eksperymentalne, 2 □ – tłumienie wg (2):  $\alpha_p = 8.3$ ;  $\beta_p = 1.7 \cdot 10^{-5}$ ,  
 3 ■ – tłumienie wg (33):  $\alpha_p = 13.52$ ;  $\beta_p = 0.64 \cdot 10^{-5}$ ;  $\gamma = -40742$ , 4 × – tłumienie wg (32):  
 $\alpha_p = 7.88$ ;  $\beta_p = 3.6 \cdot 10^{-5}$ ;  $\gamma = -0.174 \cdot 10^{-10}$



Rys. 6. Wartości współczynnika  $\xi$  z przyjęciem różnych modeli tłumienia w stalowej obudowie generatora prądu: 1 ● – wyniki eksperymentalne, 2 □ – tłumienie wg (2):  $\alpha_p = 3.64$ ;  $\beta_p = 2.42 \cdot 10^{-5}$ , 3 ■ – tłumienie wg (33):  $\alpha_p = 5.86$ ;  $\beta_p = 2.2 \cdot 10^{-5}$ ;  $\gamma = -1044$ , 4 × – tłumienie wg (32):  $\alpha_p = 3.46$ ;  $\beta_p = 7.4 \cdot 10^{-5}$ ;  $\gamma = -0.36 \cdot 10^{-10}$

## WNIOSKI

Przedstawione charakterystyki wyraźnie pokazują, iż dokładna aproksymacja wartości współczynnika tłumienia w rzeczywistych konstrukcjach, za pomocą zaproponowanych modeli tłumienia, jest niemożliwa. Istnieje jedynie możliwość przyjęcia do analizy modelu tłumienia opisującego to zjawisko w sposób mniej lub bardziej przybliżony.

Wyraźnie jednak widać, że dodanie do modelu tłumienia Rayleigha tylko jednego dodatkowego składnika pozwala na znacznie dokładniejszą aproksymację zmiany współczynnika tłumienia modalnego.

Model tłumienia opisany równaniem (32), krzywa nr 4, najdokładniej aproksymuje zmiany ww. współczynnika tłumienia. W przypadku przebadanego przez autorów kompozytowego dachu samochodu Polonez Kombi przyjmuje on postać:

$$\xi_i = \frac{0.32}{\omega_{oi}} + 3.29 \cdot 10^{-5} \omega_{oi} - 1.45 \cdot 10^{-10} \omega_{oi}^3 \quad (35)$$

Opracowany model tłumienia może być wykorzystany przy zastosowaniu opisu układu za pomocą dyskretnych równań różniczkowych [6], jak również w opisie z zastosowaniem Metody Elementów Skończonych [7].

## LITERATURA:

1. Wagner F., Schedlinski C., Bohnert K., Frappier J., Irrgang A., Lehmann R., Müller A.: *Experimentelle Modalanalyse und Computerunterstützte Modellanpassung einer*

*Rohkarosserie*, VDI Schwingungstagung, Wiesloch bei Heidelberg, Deutschland, 2004.

2. Uhl T. Lisowski W.: *Identification of Helicopter Modal – Comparison of the Ground and the In-Flight Testing Results*, Machine Dynamics Problems, Warszawa 1999, Vol. 23, No 2, str. 79-93.
3. Lord Rayleigh: *Theory of sound*, Dover Publications, Vol. 1, New York, 1945.
4. Caughey T. K.: *Classical normal modes in damped linear dynamic systems*, Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME, Vol. 27, str. 269-271, 1960.
5. Caughey T. K., O'Kelly M. E.: *Classical normal modes in damped linear dynamic systems*, Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME, Vol. 32, str. 583-588, 1965.
6. Hoszwa K.: *Identyfikacja właściwości lepkosprężystych struktury kompozytowej*, Politechnika Warszawska, Rozprawa doktorska, Warszawa 2005.
7. Osipiak M.: *Badania symulacyjne właściwości lepkosprężystych struktury kompozytowej*, Politechnika Warszawska, Rozprawa doktorska, Warszawa 2005.
8. Hoszwa, K., Osiński, J., Osipiak M.: *Analiza właściwości dynamicznych konstrukcji kompozytowej z zastosowaniem analizy modalnej i MES*, VIII Szkoła Analizy Modalnej, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków, 2003.
9. Garbarski J. (red.): *Laboratorium materiałów i kompozytów niemetalowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2001.

10. Uhl T.: *Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych*, WNT, Warszawa 1997.
11. He J., Fu Z. F.: *Modal analysis*, Butterworth-Heinemann, Oxford 2001.



Dr inż. Marcin OSIPIAK ur. W 1976 roku w Sokołowie Podlaskim jest absolwentem wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej z roku 2000. W latach 2000-2005 był odbył studia doktoranckie w Politechnice Warszawskiej. W pracy naukowej zajmuje się dynamiką maszyn, modelowaniem tłumienia, zastosowaniami analizy modalnej i Metody Elementów Skończonych. Wyniki prac przedstawiał na konferencjach analizy modalnej i wspomagania komputerowego projektowania. Stopień doktora uzyskał w 2005 roku za pracę *Badania symulacyjne właściwości lepkosprężystych struktury kompozytowej*. Obecnie jest zatrudniony w firmie Addit Sp. z o.o.– Precyzyjna Obróbka.



Dr inż. Konrad HOSZWA ur. w 1977 roku w Mrągowie jest absolwentem wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej z roku 2000. W latach 2000-2005 był odbył studia doktoranckie w Politechnice Warszawskiej. W pracy naukowej zajmuje się dynamiką maszyn, modelowaniem tłumienia, zastosowaniami analizy modalnej i symulacji cyfrowej. Wyniki prac przedstawiał na konferencjach analizy modalnej i wspomagania komputerowego projektowania. Stopień doktora uzyskał w 2005 roku za pracę *Identyfikacja właściwości lepkosprężystych struktury kompozytowej*. Obecnie jest zatrudniony w firmie Dr Notes.



Prof. dr hab. inż. Jerzy OSIŃSKI ur. w 1951 roku, zatrudniony w Politechnice Warszawskiej na stanowisku profesora zwyczajnego jest zastępcą dyrektora Instytutu Podstaw Budowy Maszyn ds. naukowych. W pracy naukowej zajmuje się szeroko rozumianą tematyką *wspomagania komputerowego prac inżynierskich*, między innymi zastosowaniami Metody Elementów Skończonych i symulacji cyfrowej. Jest autorem (współautorem) ponad 250 publikacji naukowych, w tym 45

artykułów w czasopismach naukowych (Computer and Structure, Machine Dynamics Problems) oraz wydawnictw książkowych, w szczególności monografii naukowej *Damping of Vibration* wydanej przez wydawnictwo *A. A. Balkema* w Holandii (Tłumienie drgań – PWN w Warszawie), a także podręczników z zakresu: *Metody Elementów Skończonych*, zbiorów zadań z teorii drgań i wytrzymałości materiałów. Jest promotorem 12 doktorów. Jest również wykonawcą szeregu wdrożonych prac o charakterze badawczo-rozwojowym, przede wszystkim z zakresu: przekładni zębatych i hamulców oraz recyklingu samochodów. Jest także edytorem w czasopiśmie *Machine Dynamics Problems*.



dr inż. Piotr ŻACH Pracownik Instytutu Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. Kierownik Laboratorium Mechaniki i Wytrzymałości Konstrukcji. Technolog przetwórstwa materiałów polimerowych: tworzyw sztucznych i kompozytów. W pracy naukowej zajmuje się: analizą konstrukcji maszyn z tworzyw sztucznych za pomocą MES (zagadnienia nieliniowe, tłumienie, analiza konstrukcji warstwowych). Prowadzi badania doświadczalne w zakresie właściwości mechanicznych i wytrzymałościowych tworzyw sztucznych i kompozytów. Jest autorem i współautorem ponad 30 prac naukowych opublikowanych w kraju i za granicą, promotorem prac magisterskich i inżynierskich.