

IDENTYFIKACJA PARAMETRÓW UKŁADU ZAWIESZENIA KORPUSU MASZYNY WIBRACYJNEJ W WARUNKACH EKSPLOATACYJNYCH

Joanna IWANIEC

Katedra Robotyki i Mechatroniki, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki,
Akademia Górniczo-Hutnicza, Aleja Mickiewicza 30, 30-059 Kraków,
fax: (012) 634-35-05, email: jiwaniec@agh.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodę identyfikacji parametrów strukturalnych układów zawieszenia pojazdów kołowych i maszyn roboczych pracujących pod wpływem wymuszeń eksploatacyjnych trudnych lub niemożliwych do zmierzenia. Metoda została zastosowana do identyfikacji parametrów liniowego jak również nieliniowego układu zawieszenia korpusu eksperymentalnej maszyny wibracyjnej. W obydwu przypadkach badania przeprowadzono dla dynamicznych odpowiedzi układu zmierzonych podczas rozbiegu maszyny. Uzyskane estymaty parametrów znajdują zastosowanie w procesie diagnostyki realizowanej w oparciu o model układu nieuszkodzonego. Zmiany parametrów układu zawieszenia maszyny wibracyjnej świadczą o wystąpieniu uszkodzenia i zazwyczaj powodują wzrost amplitudy drgań przenoszonych na fundament podczas przechodzenia przez obszary rezonansowe. Z tego względu śledzenie zmian tych parametrów umożliwia wczesne wykrywanie uszkodzeń oraz podejmowanie trafnych decyzji dotyczących dalszej eksploatacji maszyny i serwisowania. Zastosowana metoda identyfikacji jest przeznaczona do monitoringu sił przekazywanych na podłoże w warunkach, kiedy bezpośredni pomiar tych sił nie jest możliwy.

Słowa kluczowe: identyfikacja układów nieliniowych, metoda sił resztkowych, zaburzeń brzegowych, bezpośredniej identyfikacji parametrów.

OPERATIONAL IDENTIFICATION OF VIBRATORY MACHINE BODY SUSPENSION PARAMETERS

Summary

The paper concerns the method dedicated for identification of vehicle and machine suspension systems working under non-measurable operational loads. The method was applied to structural parameter identification of linear as well as nonlinear vibratory machine body suspension. In both cases the research was carried out for dynamic system responses measured during machine run-up. Obtained parameter estimates can be used as a basis for model-based diagnostics. Appearance of suspension faults usually results in the increase in amplitude of vibrations transferred on the foundations during the passage through resonances. Therefore operational monitoring of changes in the parameters of vibratory machine suspension stands for the basis of early damage detection and taking correct decisions concerning further machine operating and servicing. Assumed identification method makes it possible to monitor forces transferred on the foundations whenever direct measurement of this forces is difficult to carry out.

Keywords: nonlinear system identification, restoring force method, boundary perturbation method, direct parameter estimation method.

1. WPROWADZENIE

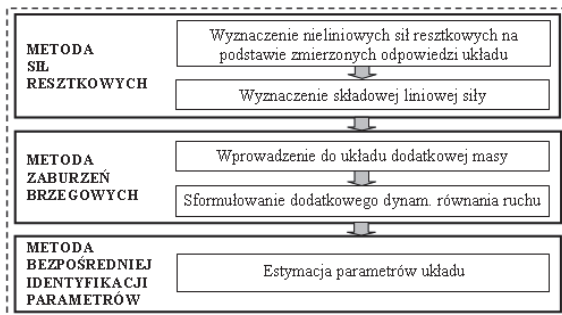
Pracy maszyn wibracyjnych [1, 2], polegającej na przekazywaniu drgań korpusu maszyny do obrabianego ośrodka [1, 3], towarzyszy emisja hałasu jak również przenoszenie na podłoże sił dynamicznych o znaczących amplitudach. Wszelkie zmiany parametrów dynamicznych układu

zawieszenia korpusu maszyny wibracyjnej zazwyczaj świadczą o wystąpieniu uszkodzenia oraz prowadzą do wzrostu szkodliwego oddziaływania na otoczenie. Praca poświęcona jest zagadnieniu identyfikacji parametrów układu zawieszenia korpusu eksperymentalnej maszyny wibracyjnej pracującej pod wpływem obciążeń eksploatacyjnych podczas rozbiegu. Badania przeprowadzono przy

pomocy metody umożliwiającej identyfikację parametrów zarówno liniowych jak i nieliniowych układów mechanicznych na podstawie zmierzonych dynamicznych odpowiedzi układu. Uzyskane estymaty parametrów dostarczają informacji o siłach przekazywanych na podłoże i znajdują zastosowanie w diagnostyce realizowanej w oparciu o model układu nieuszkodzonego.

1 ZASTOSOWANA METODA IDENTYFIKACJI PARAMETRÓW

Algorytm zastosowanej metody identyfikacji parametrów [4, 5, 6, 9, 10], stanowiący kombinację algorytmów metody sił resztkowych, metody zaburzeń brzegowych oraz metody bezpośredniej identyfikacji parametrów przedstawiono schematycznie na rys. 1.



Rys. 1. Algorytm zastosowanej metody identyfikacji [5]

Pierwszy krok algorytmu obejmuje odtworzenie charakterystyk sił resztkowych na podstawie zmierzonych odpowiedzi układu. Jeżeli uzyskane charakterystyki są nieliniowe to w kolejnym kroku algorytmu są one modelowane parametrycznie i odejmowane od całkowitej siły oporów występujących w układzie. Zgodnie z założeniami metody, siła wymuszająca działająca na układ nie jest mierzona. Z tego względu liczba poszukiwanych parametrów układu jest większa od liczby dynamicznych równań ruchu możliwych do sformułowania metodą bezpośredniej identyfikacji parametrów. Zastosowanie metody zaburzeń brzegowych, polegającej na wprowadzeniu dodatkowej masy modyfikującej własności dynamiczne układu i powtórzeniu pomiaru przyspieszeń mas układu zmodyfikowanego, umożliwia sformułowanie dodatkowego dynamicznego równania ruchu. W ostatnim kroku algorytmu estymowane są poszukiwane parametry układu.

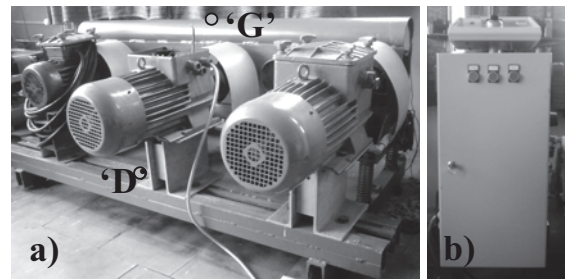
Zaletą omawianej metody jest brak konieczności znajomości wymuszenia działającego na układ jak również możliwość zastosowania tej samej

procedury identyfikacyjnej zarówno dla układów liniowych jak i nieliniowych.

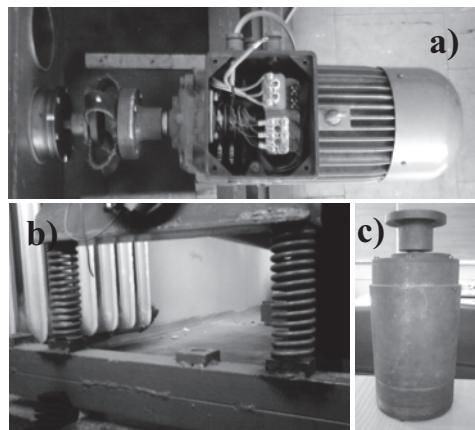
2 IDENTYFIKACJI PARAMETRÓW UKŁADU ZAWIESZENIA KORPUSU MASZYNY WIBRACYJNEJ

Badania zostały przeprowadzone dla eksperymentalnej maszyny wibracyjnej (rys. 2a), złożonej z korpusu z otworami do mocowania testowanych wibratorów (rys. 3c), układu zawieszenia korpusu (rys. 3b) oraz ciężkiej ramy stalowej z zamocowanymi silnikami prądu przemiennego (rys. 3a) [7].

Silniki prądu przemiennego o mocy 1,3 [kW] i prędkości znamionowej 1310 [obr/min] zasilane są poprzez falownik (rys. 2b), który umożliwia sterowanie prędkością obrotową oraz czasem trwania rozbiegu i wybiegu maszyny.



Rys. 2. Badana maszyna wibracyjna (a) oraz falownik sterujący pracą silników napędowych (b) [7]

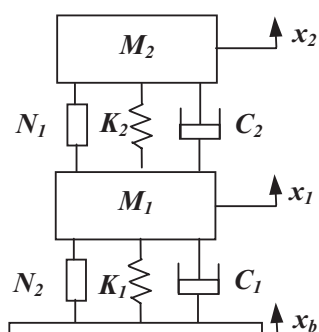


Rys. 3. Sposób wymuszenia układu (a), układ zawieszenia korpusu (b), wibrator (c)

Przyspieszenia drgań mas badanej maszyny wibracyjnej w kierunku pionowym przeprowadzone zostały za pomocą dwóch jednoosiowych czujników piezoelektrycznych (rys. 2a) umieszczonych na

korpusie maszyny M_2 (czujnik 2, 'G') oraz ramie M_1 (czujnik 1, 'D'). Charakterystyki czasowe oraz amplitudowo-częstotliwościowe przyspieszeń drgań podczas rozruchu maszyny zostały zmierzone w dwóch sesjach pomiarowych za pomocą analizatora sygnałów dynamicznych SVAN 912 AE z przystawką czterokanałową SV06A. W drugiej sesji pomiarowej, w celu zmodyfikowania dynamicznego zachowania się układu, w korpusie maszyny zamocowano dodatkową masę (2 wibratory, rys. 3c) o łącznej masie $\Delta M_Z = 30,9$ [kg].

W procesie identyfikacji parametrów badanego układu posłużono się modelem dyskretnym o 2 stopniach swobody (rys. 4).



Rys. 4. Przyjęty model badanego układu, M_2 : masa korpusu, M_1 : masa ramy, K_2 : sztywność zawieszenia korpusu, K_1 : sztywność ramy, C_2 : tłumienie zawieszenia korpusu, C_1 : tłumienie ramy, x_1 , x_2 , x_b : przemieszczenia mas M_1 , M_2 oraz podłoża, N_1 , N_2 : siły nieliniowe

Dla mas układu M_1 i M_2 sformułowano następujące dynamiczne równania ruchu:

$$\begin{cases} M_1 \{\ddot{x}_1\} + (C_1 + C_2)\{\dot{x}_1\} - C_2\{\dot{x}_2\} + K_1\{x_1\} + \\ K_2\{x_1\} - K_2\{x_2\} + N_1 + N_2 = C_1\{\dot{x}_b\} + K_1\{x_b\} \\ M_2 \{\ddot{x}_2\} - C_2\{\dot{x}_1 - \dot{x}_2\} - K_2\{x_1\} + \\ + (K_2 + K_3)\{x_2\} = N_1 + \{F_Z\} \\ \{x_1\} = \{x_1(t)\}, \quad \{x_2\} = \{x_2(t)\}, \\ N_1 = N_1(\{x_1\}, \{x_2\}, \{\dot{x}_1\}, \{\dot{x}_2\}) \\ N_2 = N_2(\{x_1\}, \{x_b\}, \{\dot{x}_1\}, \{\dot{x}_b\}) \end{cases} \quad (1)$$

Przekształcenie dynamicznego równania ruchu masy M_2 do postaci:

$$\begin{cases} M_2 \{\ddot{x}_2\} = -C_2\{\dot{x}_2 - \dot{x}_1\} - K_2(\{x_2\} - \{x_1\}) - K_3\{x_2\} \\ + N_1 + \{F_Z\} \end{cases} \quad (2)$$

umożliwia wyznaczenie zależności pomiędzy przyspieszeniem masy M_2 i prędkością względną oraz przemieszczeniem względnym pomiędzy masami M_1 i M_2 . Graficzna reprezentacja tych zależności dostarcza informacji na temat charakteru sił tłumienia i sztywności występujących w układzie. Kolejny krok algorytmu zastosowanej metody identyfikacji obejmuje estymację modeli parametrycznych f_N zidentyfikowanych nieliniowych sił resztkowych oraz ich eliminację z dynamicznego równania ruchu sformułowanego dla masy M_2 :

$$\begin{aligned} \{\ddot{x}_2\} - f_N = \frac{C_2}{M_Z} (\{\dot{x}_1\} - \{\dot{x}_2\}) + \frac{K_2}{M_Z} (\{x_1\} - \{x_2\}) - \\ - \frac{K_3}{M_Z} \{x_2\} + \frac{\{F_Z\}}{M_Z} \end{aligned} \quad (3)$$

Dla rozpatrywanego układu, przy użyciu metody bezpośredniej identyfikacji parametrów, sformułowano następujące równania:

$$\begin{cases} K_2 \left(1 - \frac{1}{T_{21}(\omega_k)} \right) + K_3 = \omega_k^2 M_2 \\ T_{21}(0) = K_2 (K_2 + K_3)^{-1}, \quad k = 1, 2, \dots, N_f \end{cases} \quad (4)$$

gdzie: $\{T_{21}(j\omega)\} = \{X_2(j\omega)\} \{X_1(j\omega)\}^{-1}$: funkcja przejścia pomiędzy przemieszczeniami mas M_2 i M_1 (wyznaczona po eliminacji nieliniowych sił resztkowych f_N), $X_1(j\omega)$, $X_2(j\omega)$: transformaty Fouriera sygnałów $x_1(t)$ i $x_2(t)$, N_f : liczba zidentyfikowanych rezonansów, $T_{21}(0)$: wartość $\{T_{21}(j\omega)\}$ dla $f = 0$ [Hz].

Ze względu na fakt, że pomiar masy elementów maszyny jest niemożliwy do przeprowadzenia, układ równań (4) jest układem 2 równań z 3 niewiadomymi – M_2 , K_2 , K_3 .

W drugiej sesji pomiarowej dynamiczne zachowanie układu zostało zmodyfikowane poprzez zamocowanie w korpusie maszyny dodatkowej masy (2 wibratorów) $\Delta M_Z = 30,9$ [kg]. Dla układu zmodyfikowanego, zgodnie z algorytmem metody zaburzeń brzegowych, powtórzono pomiar przyspieszeń drgań poszczególnych mas. Dla układu zmodyfikowanego równanie (4) przyjmuje postać:

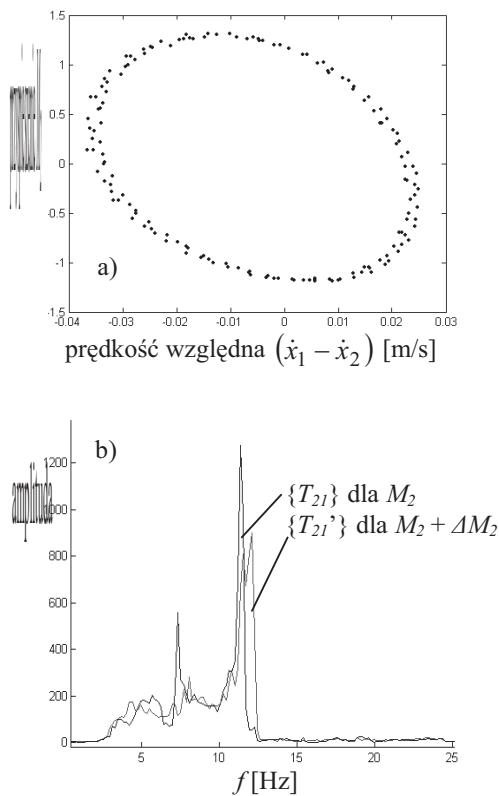
$$K_2 \left(1 - \frac{1}{T_{21}(\omega_p)} \right) + K_3 = \omega_p^2 (M_Z + \Delta M_Z) \quad (5)$$

gdzie: $\{T'_{21}(j\omega)\}$: funkcja przejścia pomiędzy przemieszczeniami mas $(M_Z + \Delta M_Z)$ i M_1 , $p = 1, 2, \dots, N'_f$.

Na podstawie układu równań utworzonego z równań (4, 5) możliwe jest przeprowadzenie estymacji absolutnych wartości poszukiwanych parametrów układu.

W kolejnym kroku analizy, poprzez dwukrotne całkowanie zmierzonych charakterystyk czasowych przyspieszeń drgań, wyznaczono charakterystyki czasowe prędkości i przemieszczeń drgań w rozpatrywanych punktach pomiarowych a następnie przeprowadzono identyfikację sił resztkowych działających na układ. Stwierdzono, że zarówno siły resztkowe sztywności jak i tłumienia mają charakter liniowy (rys. 5a).

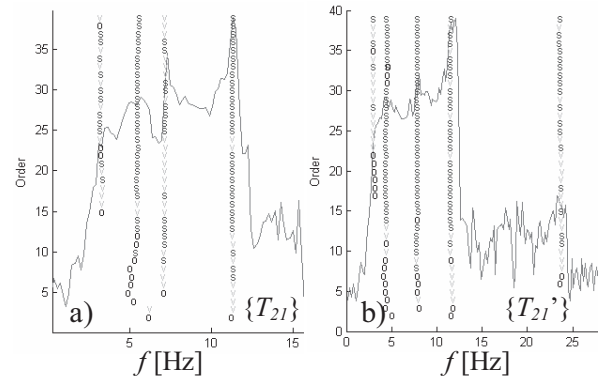
Na rys. 5b przedstawiono porównanie estymowanych funkcji przejścia $\{T_{21}\}$ pomiędzy przemieszczeniami mas M_2 i M_1 oraz funkcji przejścia $\{T_{21}'\}$ pomiędzy przemieszczeniami układu zmodyfikowanego ($M_2 + \Delta M_2$) i M_1 . Estymację częstotliwości rezonansowych funkcji przejścia $\{T_{21}\}$ i $\{T_{21}'\}$ przeprowadzono metodą LSCF (rys. 6) zaimplementowaną w przyborniku VIOMA.



Rys. 5. Siła resztkowa tłumienia (a), estymowane funkcje przejścia $\{T_{21}\}$ i $\{T_{21}'\}$ (b) [7]

Amplitudy funkcji przejścia odpowiadające częstotliwościom rezonansowym wyznaczono przy użyciu przybornika Signal Processing.

Estymację poszukiwanych parametrów układu zawieszenia korpusu badanej maszyny wibracyjnej przeprowadzono dla częstotliwości i amplitud odpowiadających zidentyfikowanym, odpowiadającym sobie rezansom funkcji przejścia $\{T_{21}\}$ i $\{T_{21}'\}$.



Rys. 6. Diagramy stabilizacyjne estymowane metodą LSCF dla funkcji przejścia $\{T_{21}\}$ (a) i $\{T_{21}'\}$ (b)

Po uwzględnieniu obserwacji, że dla $f \rightarrow 0$ [Hz] amplituda funkcji przejścia $\{T_{21}\}$ zmierza do wartości 3, na podstawie równania (4), sformułowano zależność pomiędzy wartościami parametrów K_2 i K_3 w postaci:

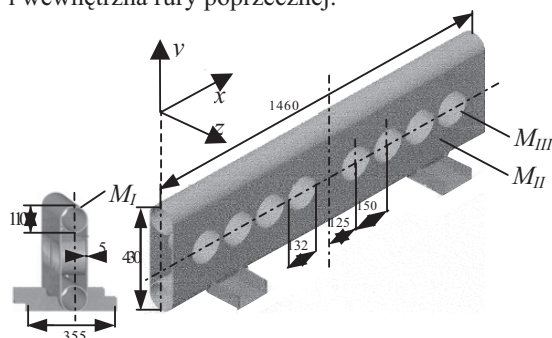
$$K_3 = -0,66K_2 \quad (6)$$

W celu zweryfikowania poprawności estymacji masy korpusu M_2 , na podstawie własności geometrycznych i materiałowych, wyznaczono przybliżoną wartość masy M_2 . W obliczeniach wykorzystano następujące zależności:

$$\begin{aligned} V_I &= 0,25\pi(D_I^2 - d_I^2) \cdot l_I = 0,25 \cdot (0,110^2 - 0,1^2) \cdot 1,46 = \\ &= 2,54 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]} \\ V_{II} &= [(l_I \cdot h) - (2\pi D^2)] \cdot g = \\ &= [(1,16 \cdot 0,32) - (2\pi \cdot 0,132^2)] \cdot 0,005 = 1,791 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]} \quad (7) \\ V_{III} &= 0,25\pi(D_{III}^2 - d_{III}^2) \cdot l_{III} = \\ &= 0,25\pi(0,132^2 - 0,12^2) \cdot 0,11 = 2,61 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]} \\ M_W &= 15 \text{ [kg]} \\ M_2 &= M_I + M_{II} + M_{III} + M_m = \\ &= \rho(2V_I + 2V_{II} + 8V_{III}) + 3M_m = 138 \text{ [kg]} \end{aligned}$$

gdzie: V – objętość elementu, ρ – gęstość materiału, M_W – masa wibratora, M_I , l_I , D_I , d_I – masa, długość, średnica zewnętrzna i wewnętrzna rury podłużnej,

M_{II} , h , g – masa, wysokość i grubość łącznika, M_{III} , l_{III} , D_{III} , d_{III} – masa, długość, średnica zewnętrzna i wewnętrzna rury poprzecznej.



Rys. 7. Schemat korpusu badanej maszyny [7]

Uzyskana, przybliżona wartość masy M_2 wynosi 138 [kg].

Jako miarę dokładności estymacji parametrów badanego układu zawieszenia korpusu przyjęto procentowe błędy względne estymacji masy M_2 :

$$Err = (M_2^m)^{-1} \cdot |M_2^m - M_2^e| \cdot 100 \cdot [\%] \quad (8)$$

gdzie: M_2^m : masa obliczona na podstawie własności geometrycznych i materiałowych badanego układu, M_2^e : masa estymowana.

Wyznaczone wartości parametrów układu zawieszenia korpusu oraz procentowe błędy względne estymacji masy M_2 zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Parametry rezonansowe estymowanych funkcji przejścia, estymowane parametry modelu, błąd estymacji masy M_2

Parametry funkcji przejścia				
Rez.	ω [Hz]	T_{21} [-]	ω' [Hz]	T_{21}' [-]
1	3,66	98,78	3,30	110,75
2	5,68	201,90	4,94	160,18
3	8,42	206,95	7,69	226,25
4	11,35	1278	11,54	900,99
Estymowane parametry				
Rez.	M_2 [kg]	K_2 [N/m]	błąd M_2 [%]	
1	134,79	219435	2,32	
2	397,59	$1,27 \cdot 10^6$	-188	
3	100,10	928886	27,46	
4	52614	$8,32 \cdot 10^8$	-38026	

Wartości parametrów K_2 i M_2 estymowane dla rezonansu pierwszego, odpowiadającego postaci drgań leżącej w płaszczyźnie ruchu uwzględnionej

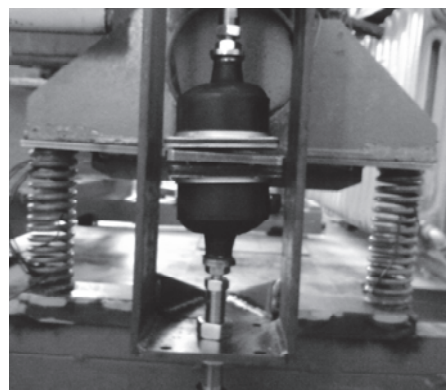
w modelu, są zbliżone do wartości wyznaczonych na podstawie własności geometrycznych i materiałowych badanego układu - błąd estymacji wynosi 2,32 %. Parametry estymowane dla pozostałych rezonansów obarczone są niedopuszczalnie dużymi błędami estymacji ze względu na fakt, że odpowiadają one stopniom swobody nie uwzględnionym w modelu teoretycznym.

3 IDENTYFIKACJI PARAMETRÓW UKŁADU ZAWIESZENIA KORPUSU MASZYNY WIBRACYJNEJ Z NIELINIOWYM TŁUMIKIEM DRGAŃ

W kolejnym eksperymencie identyfikacyjnym [8] prawa strona układu zawieszenia rozpatrywanej maszyny wibracyjnej (rys. 3b) została zmodyfikowana przez wprowadzenie nieliniowego tłumika drgań o 2 stopniach swobody (rys. 8). Zastosowanie takiego rozwiązania umożliwia kontrolowanie sztywności układu zawieszenia korpusu maszyny poprzez zmianę punktów przecięcia charakterystyki sztywności i tłumienia.

Pomiary, identyfikację parametrów K_2 , K_3 , M_2 , jak również weryfikację poprawności uzyskanych rezultatów przeprowadzono zgodnie z algorytmem przedstawionym w paragrafie 2 dotyczącym identyfikacji parametrów układu zawieszenia korpusu maszyny wibracyjnej o własnościach liniowych.

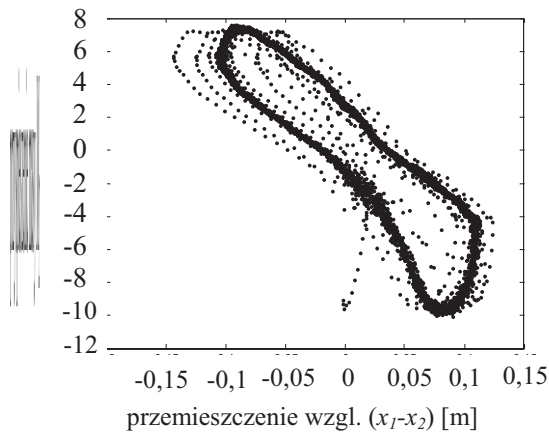
W rozpatrywanym przypadku dynamiczne równania ruch mas przyjętego modelu dyskretnego (rys. 4) są opisywane równaniami (1), przy czym $C_2 = C_2(x_2)$.



Rys. 8. Zawieszenie korpusu maszyny wibracyjnej z wprowadzonym nieliniowym tłumikiem drgań

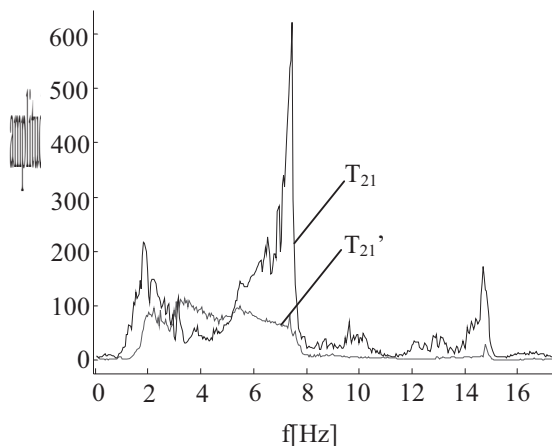
Zidentyfikowaną przy użyciu metody sił resztkowych nieliniową siłę resztkową sztywności przedstawiono na rys. 9.

W niniejszej pracy zidentyfikowana siła sztywności nie została zamodelowana i wyeliminowana z dynamicznych równań ruchu układu. Uzyskane rezultaty obciążone są więc błędami umożliwiającymi oszacowanie wpływu błędów modelowania na dokładność estymacji parametrów badanego układu.



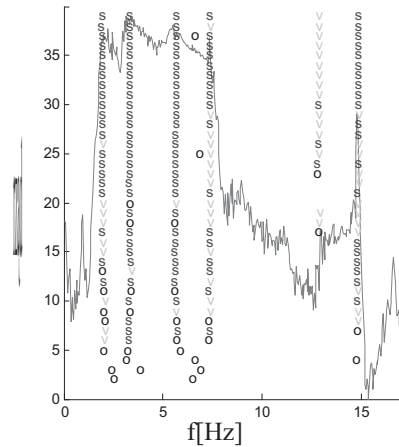
Rys. 9. Zidentyfikowana nieliniowa siła resztkowa sztywności

Na rys. 10 przedstawiono porównanie estymowanych funkcji przejścia $\{T_{21}\}$ pomiędzy przemieszczeniami mas M_2 i M_1 oraz funkcji przejścia $\{T_{21}'\}$ pomiędzy przemieszczeniami mas układu zmodyfikowanego ($M_Z + \Delta M_Z$) i M_1 . Estymację częstotliwości rezonansowych funkcji przejścia $\{T_{21}\}$ i $\{T_{21}'\}$ przeprowadzono metodą LSCF, amplitudy rezonansowe wyznaczono natomiast przy użyciu przybornika *Signal Processing*. Przykładowy diagram stabilizacyjny estymowany metodą LSCF dla funkcji przejścia $\{T_{21}'\}$ przedstawiono na rys. 12.



Rys. 10. Estymowane funkcje przejścia $\{T_{21}\}$ i $\{T_{21}'\}$

W tabeli 2 zebrano parametry rezonansowe funkcji przejścia $\{T_{21}\}$ i $\{T_{21}'\}$, estymowane wartości parametrów układu zawieszenia korpusu oraz procentowe błędy względne estymacji masy M_2 wyznaczone na podstawie zależności (8).



Rys. 12. Diagram stabilizacyjny estymowany metodą LSCF dla funkcji $\{T_{21}'\}$

Tabela 2. Parametry rezonansowe estymowanych funkcji przejścia, estymowane parametry modelu, błąd estymacji masy M_2

Parametry funkcji przejścia				
Rez.	ω [Hz]	T_{21} [-]	ω' [Hz]	T_{21}' [-]
1	1,830	240	2,015	93,3
2	5,495	162	3,295	114
3	6,500	236	5,675	106
4	7,460	812	7,555	58,2
5	14,740	172	14,785	27,3
Estymowane parametry				
Rez.	M_2 [kg]	K_2 [N/m]	błąd M_2 [%]	
1	55,91	1102,421	59,48	
2	48,27	6909,949	65,02	
3	130,67	55498,22	5,80	
4	-1086,33	-817704,5	687,19	
5	-1944,58	-5653390	1309,11	

Wartości parametrów K_2 i M_2 wyznaczone dla rezonansu 3 są zbliżone do wartości obliczonych na podstawie własności geometrycznych i materiałowych badanego układu (procentowy błąd względny estymacji wynosi 5,8 %). Parametry wyznaczone dla pozostałych rezonansów są obciążone niedopuszczalnie dużymi błędami estymacji. Uzyskane rezultaty są zgodne z oczekiwaniami – rezonansowi trzeciemu odpowiada postać drgań leżąca w płaszczyźnie pionowej, czyli w płaszczyźnie ruchu uwzględnionej

w modelu teoretycznym. Pozostałe postacie drgań odpowiadają stopniom swobody nie uwzględnionym w przyjętym modelu rozważanego układu.

4 WNIOSKI

W pracy przedstawiono metodę identyfikacji układów mechanicznych, której algorytm stanowi kombinację algorytmów metody sił resztkowych, zaburzeń brzegowych oraz metody bezpośredniej identyfikacji parametrów. Ze względu na fakt, że metoda nie wymaga pomiaru sił wymuszających działających na badany układ, jest ona dogodną metodą identyfikacji układów pracujących pod wpływem trudnych do pomiaru obciążeń eksploatacyjnych. Dodatkową zaletą metody jest możliwość zastosowania do identyfikacji zarówno liniowych jak i nieliniowych układów mechanicznych.

Zaproponowana metoda została zastosowana do identyfikacji parametrów liniowego oraz nieliniowego układu zawieszenia korpusu maszyny wibracyjnej pracującej pod wpływem obciążeń eksploatacyjnych podczas rozruchu.

Przyjęta metoda analizy jest wrażliwa na dokładność estymacji częstotliwości rezonansowych. Z tego względu błędy estymacji funkcji przejścia, przeprowadzonej na podstawie dynamicznych odpowiedzi układu zmierzonych podczas rozbiegu maszyny w skończonym czasie, mają wpływ na dokładność estymacji parametrów układu.

Ze względu na brak możliwości dokonania bezpośredniego pomiaru, w celu weryfikacji metody oraz poprawności uzyskanych rezultatów, masa korpusu badanej maszyny wibracyjnej została obliczona na podstawie własności geometrycznych układu i katalogowych gęstości materiałów. Dlatego wyznaczone wartości względnych błędów procentowych estymacji masy zredukowanej M_2 są wartościami orientacyjnymi.

Przyjęty w obliczeniach, uproszczony model maszyny ma 2 stopnie swobody, podczas gdy układ rzeczywisty jest układem o wielu stopniach swobody. Model teoretyczny uwzględnia jedynie 2 częstotliwości rezonansowe, na podstawie zmierzonych odpowiedzi układu możliwe jest wyznaczenie również częstotliwości rezonansowych pominiętych w modelu teoretycznym. Obliczenia przeprowadzone dla tych częstotliwości powodują błędy grube estymacji parametrów 2DOF i są odrzucane.

Przedstawione wyniki dowodzą, że metoda jest dokładna i może być użyteczna do wyznaczania parametrów oraz monitorowania stanu zawieszonych maszyn wibracyjnych. Umożliwia również wyznaczenie sił przenoszonych na fundament maszyny.

PODZIĘKOWANIA

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2006 – 2009 jako część projektu badawczego N504 026 31/1907: „Operacyjna analiza modalna obiektów nieliniowych w badaniu dynamiki strukturalnej konstrukcji mechanicznych oraz jej zastosowania”.

LITERATURA

- [1] Giergiel M.: *Komputerowe wspomaganie w projektowaniu maszyn wibracyjnych*, Studia, rozprawy, monografie 104, Wydawnictwo Instytutu Gospodarki Surowcami Mineralnymi i Energią PAN, Kraków, 2002.
- [2] Michalczyk J.: *Maszyny wibracyjne: obliczenia dynamiczne, drgania, hałas*, WNT, Warszawa, 1995.
- [3] Banaszewski T.: *Przesiewacze*, Wyd. Śląskie, Katowice, 1990.
- [4] Haroon M. Adams D. E., Luk Y. W.: *A Technique for Estimating Linear Parameters Using Nonlinear Restoring Force Extraction in the Absence of an Input Measurement*, ASME Journal of Vibration and Acoustics 127, 2005, pp. 483 – 492.
- [5] Iwaniec J., Uhl T.: *Output-only Technique for Estimation of Nonlinear System Parameters for In-flight Test Application*, Noise and Vibration Engineering, Proceedings of ISMA2006, Leuven, September 18 – 20, 2006, pp. 1589 – 1602.
- [6] Iwaniec J.: *Output-Only Technique for Parameter Identification of Nonlinear Systems Working Under Operational Loads*, Key Engineering Materials Vol. 347, 2007, 467-472.
- [7] Iwaniec J., Giergiel M.: *Identyfikacja własności dynamicznych maszyny wibracyjnej*, Wybrane zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych, ITE, Radom, 2008 (praca w druku).
- [8] Iwaniec J., Giergiel M.: *Operational Damage Detection of Vibratory Machine Suspension*, Proceedings of 4th European Workshop on SHM, DEStech Publications Inc., 2008 (praca w druku).
- [9] Iwaniec J., Bednarz J., Uhl T., Barszcz T.: *Model Based Diagnostics of Rotating Machinery*, Proceedings of ISCORMA-4 (on CD), Calgary, Alberta, Canada (27-30 August), 2007.
- [10] Iwaniec J., Uhl T.: *In Operation Identification of Nonlinear Models for Mechanical Structures*, 9th Conference on Dynamical Systems Theory and Applications DSTA 2007,

Proceedings Vol. 1, Department of Automatics and Biomechanics, Łódź, Poland, (December 17-20), 2007, pp. 203 – 211.

- [11]. Kerschen G., Worden K., Vakakis A. F., Golinval J. C.: *Past, present and future of nonlinear system identification in structural dynamics*, Mech. Systems and Signal Processing 20, 2006, pp. 505 – 592.



Dr inż. **Joanna IWANIEC**, absolwentka Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH, dyscyplina: automatyka i robotyka, specjalność: mechatronika. Stopień doktora nauk technicznych uzyskała w 2005 roku. Pracuje na stanowisku adiunkta

w Katedrze Robotyki i Mechatroniki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Jest autorką i współautorką prac dotyczących analizy modalnej, przetwarzania sygnałów oraz identyfikacji układów nieliniowych.