

Józef WOJNAROWSKI, Andrzej NOWAK

Instytut Podstaw Konstrukcji Maszyn

MODELOWANIE UKŁADÓW ELIMINACJI DRGAŃ METODĄ GRAFÓW  
I LICZB STRUKTURALNYCH KATEGORII PIERWSZEJ

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono sposób modelowania układów eliminacji drgań, stosując metodę grafów i liczb strukturalnych kategorii pierwszej. Wykazano, że dla układu mechanicznego można wprost wyznaczyć jego funkcje przejścia na podstawie skonstruowanego grafu biegunowego. Metody te zilustrowano przykładami układów eliminacji drgań o różnych stopniach złożoności.

## 1. Wprowadzenie

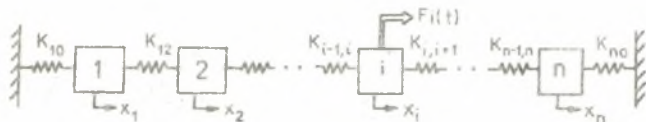
W znanych metodach analizy układów mechanicznych podstawą rozważań są różniczkowe równania ruchu i metody rachunku operatorowego [5,6,7,9,10]. W przypadku złożonych układów metody te są mało efektywne, a prowadzenie analizy na modelach zastępczych nie odzwierciedla stopnia złożoności układu. W przeciwieństwie do tego sposób modelowania układów za pomocą grafów i liczb strukturalnych [1, 11, 12, 13, 14, 15], bazujący na metodach algebr abstrakcyjnych [4, 8, 16], jest efektywny i systemowy.

Szczególnie użyteczny jest on w optymalnym modelowaniu dyskretnych liniowych układów z jednoczesnym prowadzeniem eksperymentu numerycznego.

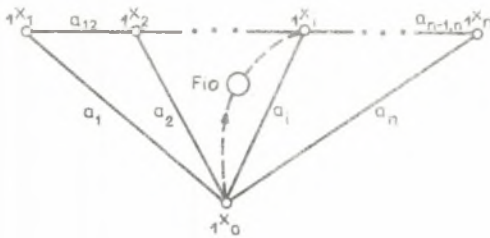
## 2. Grafy kategorii pierwszej jako modele układów eliminacji drgań

### 2.1. Sposób wyznaczenia funkcji przejścia układu metodą liczb strukturalnych

Rozważmy dyskretny, liniowy układ mechaniczny o  $n$  stopniach swobody (rys. 1.1). Załóżmy, że na  $i$ -tą masę układu działa wymuszenie będące funkcją harmoniczną. Graf biegunowy układu przyjmuje postać jak na rys. 1.2.



Rys. 1.1



Rys. 1.2

Stosując algebraizację grafu przyporządkowujemy się mu liczbę strukturalną  $A$  jako iloczyn  $(n-1)$  czynników pierwszych jednowierszowych utworzonych z kodów krawędzi incydentnych z dowolnymi  $(n-1)$  wierzchołkami grafu

$$A = A_1 \cdot A_2 \cdot \dots \cdot A_{n-1}, \quad (1)$$

Zespoloną funkcję przejścia  $H_k(s)$ , charakteryzującą odpowiedź  $k$ -tej masy układu na zadane wymuszenie, można łatwo wyznaczyć metodą liczb strukturalnych. Ogólne wyrażenie na jej postać jest opisane za pomocą funkcji zdefiniowanych na liczbach strukturalnych:

$$H_k(s) = \frac{\text{Sim}\left(\frac{\partial A}{\partial a_k}, \frac{\partial A}{\partial b_1}\right)}{\det_z \frac{\partial A}{\partial b_1}} Z_{b_1}, \quad (2)$$

gdzie:

$$s = j\omega, \quad j = \sqrt{-1},$$

$\text{Sim}\left(\frac{\partial A}{\partial a_k}, \frac{\partial A}{\partial b_1}\right)$  jest wyznacznikową funkcją jednoczesności pochodnych algebraicznych liczby strukturalnej  $A$ ,  $\frac{\partial A}{\partial b_1}$  jest przeciw pochodną liczby  $A$  względem elementu  $b_1$  przyporządkowanego krawędzi wymuszenia,  $\det \frac{\partial A}{\partial b_1}$  - wyznacznik charakterystyczny układu swobodnego (grafu bez czynnych krawędzi).

W przypadku, gdy wymuszenie działa wprost na  $k$ -tą masę układu, wyrażenie (2) przyjmuje postać:

$$H_k(s) = \frac{\det_z \left(\frac{\partial A}{\partial a_k}\right)}{\det_z \left(\frac{\partial A}{\partial b_k}\right)} Z_{b_k}. \quad (3)$$

Przy jednocześnie działających wymuszeniach na poszczególne masy układu, funkcję przejścia  $k$ -tego elementu zgodnie z zasadą superpozycji można przedstawić następująco:

$$H_k(s) = \frac{\sum_{i=1}^n \text{Sim}_z \left[ \frac{\delta^{n-1}}{\delta b_1 \dots \delta b_{i-1} \delta b_{i+1} \dots \delta b_n} \left( \frac{\partial A}{\partial a_k}, \frac{\partial A}{\partial b_1} \right) \right]}{\det \left( \frac{\partial^n A}{\partial b_1 \dots \partial b_n} \right)} Z_{b_1}, \quad (4)$$

gdzie:

$b_1, \dots, b_n$  są oznaczeniami krawędzi czynnych.

Moduł funkcji (2) lub (4) nosi nazwę współczynnika wzmocnienia układu i pełni określoną rolę w analizie harmonicznej układów. Dla rozpatrywania

klasy układów mechanicznych zagadnienie eliminacji drgań sprowadza się do wyznaczenia optymalnych warunków nastrojenia dodatkowo dołączonego do układu głównego podukładu, zwanego dynamicznym eliminatorem drgań. Warunki te można uzyskać przez minimalizację współczynnika wzmocnienia, przy czym dla układu bez tłumienia są one określane przez przyrównanie do zera tej charakterystyki.

W sensie liczb strukturalnych warunki nastrojenia przyjmą postać:

- dla wymuszenia przyłożonego do  $i$ -tej masy

$$\text{Sim}_z \left( \frac{\partial A^*}{\partial a_k}, \frac{\partial A^*}{\partial b_i} \right) = 0, \quad (5)$$

gdzie:

$A^*$  jest liczbą strukturalną grafu układu zmodyfikowanego (przez dołączenie eliminatora drgań),

- dla wymuszenia działającego wprost na  $k$ -tą masę

$$\det \left( \frac{\partial A^*}{\partial a_k} \right) = 0, \quad (6)$$

- dla przypadku  $n$ -wymuszeń działających na poszczególne masy układu:

$$\sum_{i=1}^n \text{Sim}_z \left[ \frac{\delta_{n-1}}{b_1 \dots b_{i-1} b_{i+1} \dots b_n} \left( \frac{\partial A^*}{\partial a_k}, \frac{\partial A^*}{\partial b_i} \right) \right] = 0. \quad (7)$$

Założono tutaj, iż wymuszenia mają równe częstotliwości, amplitudy i są zgodne w fazie.

Zauważmy, że warunek (5) dotyczy przypadku eliminacji drgań poza źródłem wzbudzenia (pośredniej), natomiast zależność (6) charakteryzuje eliminację w źródle drgań (bezpośrednią).

## 2.2. Modelowanie prostych układów eliminacji drgań liczbami strukturalnymi kategorii pierwszej

Dla zilustrowania metody liczb strukturalnych w ustalaniu warunków nastrojenia przedstawimy ciąg podukładów o różnym stopniu złożoności.

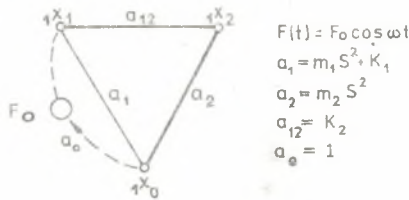
### 2.2.1. Układ eliminacji drgań o dwóch stopniach swobody

Elementarny graf układu eliminacji drgań o dwóch stopniach swobody pokazano na rys. 2. Krawędzie podgrafu odpowiadającego układowi eliminatora z bezmasową sprężyną  $K_2$  zaznaczono linią pogrubioną.

Wyznaczając liczbę strukturalną  $A$  tego grafu

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 12 \\ 2 & 12 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 1 & 2 \\ 2 & 12 & 2 & 12 & 12 \end{bmatrix} \quad (8)$$

i ustalając, że  $b_i = [0]$   $a_k = [1]$  otrzymujemy:



Rys. 2

$$\frac{\partial A}{\partial b_0} = \frac{\partial A}{\partial a_1} = [2 \quad 12], \quad \frac{\partial A}{\partial b_0} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 2 \\ 2 & 12 & 12 \end{bmatrix}, \quad (9)$$

Zgodnie z warunkami nastrojenia (5), (6) mamy:

$$\text{Sim} \left( \frac{\partial A}{\partial b_0}, \frac{\partial A}{\partial a_1} \right) = a_2 + a_{12} = 0 \quad (10)$$

Dla częstości rezonansowej układu głównego  $\omega = \omega_1$  po przekształceniu równości (10) uzyskujemy:

$$\omega_2 = \omega_1, \quad \omega_2 = \sqrt{K_2/m_2}. \quad (11)$$

Zauważmy, że dołączenie do układu głównego eliminatora drgań powoduje zmianę struktury układu, którego częstości drgań własnych przy spełnionym warunku (11) wyrażają się wzorem:

$$r_{1/2} = \sqrt{\frac{2 + \mu \pm \sqrt{(4 + \mu)}}{2}}, \quad (12)$$

gdzie:

$\mu = m_2/m_1$  jest ilorazem mas układu,

$r_1 = \frac{\omega_1}{\omega_1}, \quad r_2 = \frac{\omega_2}{\omega_1}$  są bezwymiarowymi częstościami własnymi układu.

### 2.2.2. Układ eliminacji drgań o trzech stopniach swobody

Rozważmy teraz układ eliminacji drgań o trzech stopniach swobody (rys. 3.1), w którym układ główny stanowią masy  $m_1$  i  $m_2$ , zaś  $m_3$  jest masą dynamicznego eliminatora drgań.

Zakłada się, że częstość wymuszenie jest równa jednej z częstości rezonansowych układu głównego o 2 stopniach swobody.

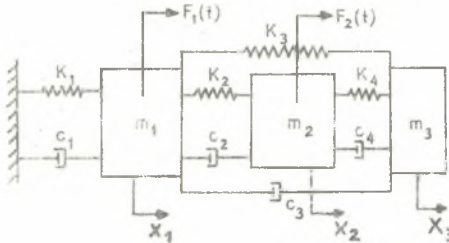
Częstości te w zależności od wartości współczynnika  $\mu$  wynoszą:

dla  $\mu = 0,5$ ;  $r_1 = \frac{1}{\sqrt{2}}$ ;  $r_2 = \sqrt{2}$ ;

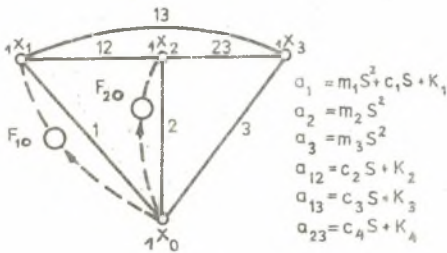
dla  $\mu = 1,0$ ;  $r_1 = 0,617$ ,  $r_2 = 1,62$ ;

dla  $\mu = 2,0$ ;  $r_1 = 0,519$ ,  $r_2 = 1,93$ .

Ponadto zakłada się, że stałe sprężyste eliminatora są jednakowe, czyli  $k_3 = k_4 = k_0$ .



Rys. 3.1



Rys. 3.2

$$\begin{aligned} a_1 &= m_1 S^2 + c_1 S + K_1 \\ a_2 &= m_2 S^2 \\ a_3 &= m_3 S^2 \\ a_{12} &= c_2 S + K_2 \\ a_{13} &= c_3 S + K_3 \\ a_{23} &= c_4 S + K_4 \end{aligned}$$

Konstruując graf biegunowy układu (rys. 3.2), przy pominięciu wpływu sił tłumiących rozważmy następujące przypadki:

- 1) gdy na układ działa tylko wymuszenie  $F_1(t) = F_{10} \cos \omega t$ ;
- 2) gdy na układ działa tylko wymuszenie  $F_2(t) = F_{20} \cos \omega t$ ;
- 3) gdy wymuszenia te działają równocześnie, mają tę samą częstość i równe amplitudy  $F_{10} = F_{20}$ .

Dla uproszczenia zapisu liczby strukturalnej układu utożsamiono krawędzie 10 i 20 przypisane odpowiednio wymuszeniom z równoległymi do nich krawędziami 1 i 2.

Przy takim założeniu liczba strukturalna grafu układu ma postać:

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 2 & 2 & 2 & 2 & 2 & 3 & 3 & 3 \\ 2 & 2 & 2 & 3 & 3 & 12 & 12 & 13 & 12 & 3 & 3 & 12 & 13 & 12 & 12 & 13 \\ 3 & 13 & 23 & 12 & 23 & 13 & 23 & 13 & 13 & 12 & 23 & 23 & 13 & 23 & 23 \end{bmatrix} \quad (13)$$

Stosując zależności (5), (6), (7) warunki nastrojenia eliminatora drgań wyrażone za pomocą liczb strukturalnych, przyjmą postać:

Przypadek 1:  $F_1(t) \neq 0$

$$\det \left( \frac{\partial A}{\partial a_1} \right) = \det \begin{bmatrix} 2 & 2 & 2 & 3 & 3 & 12 & 12 & 13 \\ 3 & 13 & 23 & 12 & 23 & 13 & 23 & 23 \end{bmatrix} = 0 \quad (14)_1$$

$$\text{Sim} \left( \frac{\partial A}{\partial a_1}, \frac{\partial A}{\partial a_2} \right) = \det \begin{bmatrix} 3 & 12 & 12 & 13 \\ 12 & 13 & 23 & 23 \end{bmatrix} = 0 \quad (14)_2$$

Po wstawieniu w miejsce oznaczeń wartości kodów krawędzi otrzymano następujące bezwymiarowe wyrażenia:

1. Dla nieruchomej masy  $m_1$ :

$$r_{1/2}^4 - [1 + (2 + \mu_0)q^2]r_{1/2}^2 + q^2(2 + \mu_0q^2) = 0. \quad (15)_1$$

2. Dla nieruchomej masy  $m_2$

$$q = \frac{r_{1/2}}{\sqrt{1 + \sqrt{1 + \mu_0 r_{1/2}^2}}} \quad (15)_2$$

gdzie przyjęto oznaczenia:

$q = \frac{\omega_0}{\omega_1}$  - współczynnik nastrojenia eliminatora,

$\omega_0 = \sqrt{K_0/m_3}$  - częstość drgań własnych eliminatora.

Przypadek 2:

Warunki nastrojenia w kategorii liczb strukturalnych są następujące:

$$\det \left( \frac{\partial A}{\partial a_2} \right) = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 3 & 3 & 12 & 12 & 13 \\ 3 & 13 & 23 & 12 & 13 & 13 & 23 & 23 \end{bmatrix} = 0 \quad (16)$$

$$\text{Sim} \left( \frac{\partial A}{\partial a_1}, \frac{\partial A}{\partial a_2} \right) = 0 \quad \text{- wyrażony wzorem} \quad (14)_2$$

Uzyskane na podstawie tych równości warunki zależne od parametrów układu, wynoszą:

1. Dla masy  $m_1$

$$q = \frac{r_{1/2}}{\sqrt{1 + \sqrt{1 + \mu_1 r_{1/2}^2}}} \quad (17)_1$$

2. Dla masy  $m_2$

$$r_{1/2}^4 - [1 + \mu + (2 + \mu_1)q^2]r_{1/2}^2 + q^2[2(1 + \mu) + \mu_1q^2] = 0, \quad (17)_2$$

gdzie:

$$\mu_1 = \frac{m_3}{m_1} = \mu_0 \mu$$

### Przypadek 3:

Z uwagi na równość amplitud oraz częstości sił wymuszających warunki nastrojenia eliminatora uzyska się z następujących ogólnych równości:

$$\det\left(\frac{\partial A}{\partial a_1}\right) + \text{Sim}\left(\frac{\partial A}{\partial a_1}, \frac{\partial A}{\partial a_2}\right) = 0, \quad (18)_1$$

$$\text{Sim}\left(\frac{\partial A}{\partial a_1}, \frac{\partial A}{\partial a_2}\right) + \det\left(\frac{\partial A}{\partial a_2}\right) = 0. \quad (18)_2$$

Otrzymane na tej podstawie warunki mają postać:

1. Dla masy  $m_1$

$$r_{1/2}^4 - [2 + (2 + \mu_0)q^2]r_{1/2}^2 + 2q^2(2 + \mu_0q^2) = 0. \quad (19)_1$$

2. Dla masy  $m_2$

$$r_{1/2}^4 - [1 + 2\mu + (2 + \mu_1)q^2]r_{1/2}^2 + q^2(2 + 4\mu + \mu_1q^2) = 0. \quad (19)_2$$

Szczegółowych obliczeń współczynnika nastrojenia  $q$  eliminatora dokonano dla pierwszego przypadku wymuszeń przyjmując  $\mu_0 = 0,1$  i otrzymano następujące wartości:

1.  $\mu = 0,5$ ;  $q_1 = 0,51$ ,  $q_2 = 0,995$  - dla masy  $m_1$   
 $q_1 = 0,498$ ,  $q_2 = 0,975$  - dla masy  $m_2$
2.  $\mu = 1,0$ ;  $q_1 = 0,443$ ,  $q_2 = 1,14$  - dla masy  $m_1$  (20)  
 $q_1 = 0,448$ ,  $q_2 = 1,11$  - dla masy  $m_2$
3.  $\mu = 2,0$ ;  $q_1 = 0,368$ ,  $q_2 = 1,35$  - dla masy  $m_1$   
 $q_1 = 0,375$ ,  $q_2 = 1,295$  - dla masy  $m_2$

gdzie  $q_1$  jest częstością nastrojaloną dla pierwszej postaci drgań,  $q_2$  - drugiej postaci drgań rezonansowych.

W celu określenia wpływu sił tłumiących ma wymierny efekt działania eliminatora dokonano szczegółowej analizy numerycznej układu dla 1 przypadku wymuszeń. Korzystając z zależności (2), (3), (13), (14)<sub>1</sub>, (14)<sub>2</sub> wyznaczono współczynniki zwielokrotnienia amplitudy mas głównych, otrzymując:

$$V_1 = \sqrt{\frac{D_1(r)}{D(r)}} \quad (21)_1$$

$$V_2 = \sqrt{\frac{D_2(r)}{D(r)}} \quad (21)_2$$

gdzie:

$$V_1 = A_1/\lambda \quad V_2 = A_2/\lambda \quad \lambda = \frac{F_1 \omega}{k_1}$$

$r = \omega/\omega_1$  - współczynnik rozstrojenia układu

$$D_1(r) = (a_4 - a_2 r^2 + r^4)^2 + r^2 (a_3 - a_1 r^2)^2 \quad (22)_1$$

$$D_2(r) = (b_3 - b_1 r^2)^2 + r^2 (b_2 - h^2 r^2)^2 \quad (22)_2$$

$$D(r) = (d_6 - d_4 r^2 + d_2 r^4 - r^6)^2 + r^2 (d_5 - d_3 r^2 + d_1 r^4)^2 \quad (22)_3$$

Współczynniki występujące w tych wyrażeniach wynoszą:

$$a_1 = (2 + \mu_0) h_0 q + h$$

$$a_2 = (2 + \mu_0 + \mu_0 h_0^2) q^2 + 2h h_0 q + 1$$

$$a_3 = 2\mu_0 h_0 q^3 + 2h q^2 + 2h_0 q$$

$$b_1 = \mu_0 h_0^2 q^2 + 2h h_0 q + 1$$

$$b_2 = 2(\mu_0 h_0 q^3 + h q^2 + h_0 q)$$

$$b_3 = \mu_0 q^4 + (2 + \mu) q^2$$



$$d_1 = (2 + \mu_0 + \mu\mu_0)h_0q + 4h$$

$$d_2 = \left[ 2 + \mu\mu_0 + \mu_0 h_0^2 (1 + 2\mu) \right] q^2 + \left[ 1 + \mu_0 (1 + hh_0 + 2\mu hh_0) + (3 + 2\mu)hh_0 q \right] + (2 + \mu)$$

$$d_3 = 2\mu_0^2 h_0 (1 + \mu) q^3 + \left[ 4h + \mu_0 h + 2\mu(1 + \mu_0)h + 2\mu\mu_0 h_0 + \mu_0^2 h h_0^2 \right] q^2 + (4 + 2\mu + 2h^2 + 2\mu\mu_0)h_0 q$$

$$d_4 = \mu_0 (1 + \mu\mu_0) q^4 + 2hh_0 \mu_0 q^3 + \left[ 3 + \mu_0 + 2\mu(1 + \mu_0) + 2h^2 + \mu_0 h_0^2 \right] q^2 + (2hh_0 q + 1)$$

$$d_5 = \mu_0 h q^4 + 2\mu_0 h_0 q^3 + 2h q^2 + 2h_0 q$$

$$d_6 = \mu_0 q^4 + (2 + \mu) q^2 = a_4$$

Przyjęto tutaj następujące oznaczenia:

$$h = \frac{c_1}{\sqrt{k_1 m_1}} = \frac{c_2}{\sqrt{k_2 m_2}}, \quad h_0 = \frac{c_3}{\sqrt{k_3 m_3}} = \frac{c_4}{\sqrt{k_4 m_3}}$$

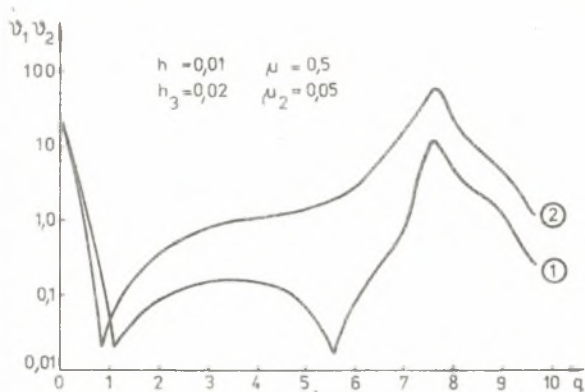
$$\mu_0 = \frac{m_3}{m_2}, \quad \mu = \frac{m_2}{m_1}$$

Wyrażenia (21)<sub>1</sub> i (21)<sub>2</sub> zbadano numerycznie w funkcji współczynnika nastrojenia  $q$  dla następujących wartości parametrów układu:

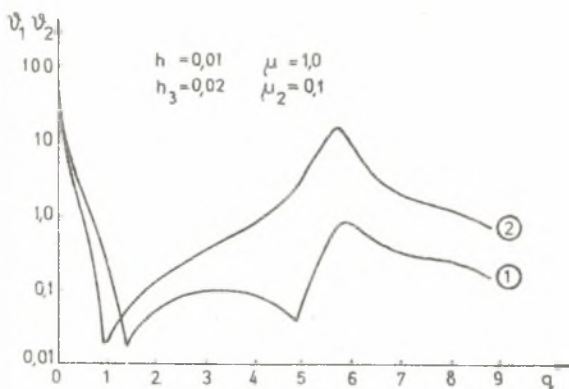
$$r = r_2, \quad h = 0,01, \quad h_0 = 0,02, \quad 0,05, \quad \mu = 0,5, \quad 1,0, \quad 2,0,$$

$$\mu_0 = 0,05, \quad 0,1.$$

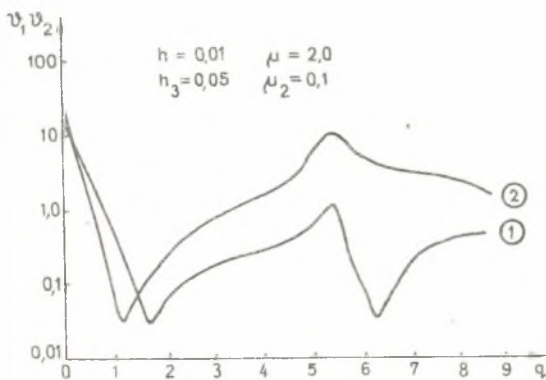
Przykładowe uzyskane krzywe nastrojenia układu ilustrują wykresy 4.1, 4.2, 4.3, na których krzywa 1 odpowiada widmu amplitudy masy  $m_1$  zaś krzywa 2 jest widmem amplitudy masy  $m_2$ .



Rys. 4.1



Rys. 4.2



Rys. 4.3

### 3. Wnioski

Modelowanie układów eliminacji drgań za pomocą grafów i liczb strukturalnych kategorii pierwszej pozwala znacznie uprościć ich analizę. Sformułowane warunki nastrojenia, przy wykorzystaniu funkcji wyznacznikowych zdefiniowanych na liczbach strukturalnych, ułatwiają opis struktury badanych układów i analityczne określenie ich własności dynamicznych.

### LITERATURA

- [1] K. Arczewski: Analiza i synteza drgających układów mechanicznych metodą liczb strukturalnych. Praca doktorska, Warszawa 1974.
- [2] S. Bellert, H. Woźniacki: Analiza i synteza układów elektrycznych metodą liczb strukturalnych, WNT, Warszawa 1968.
- [3] C. Berge: Graphes et hypergraphes. Monographies Universitaires de Mathematiques, Dunod, Paris 1970.
- [4] A.T. Barziss: Data structures, Academic Press, New York and London 1971.
- [5] M. Dietrych: Wstęp do stochastycznej teorii maszyn, PWN, Warszawa 1972.
- [6] Den Hartog: Drgania mechaniczne, PWN, Warszawa 1972.
- [7] Z. Dzygadło, S. Kaliski, L. Solorz, E. Włodarczyk: Drgania i fale, PWN, Warszawa 1966.
- [8] Z. Opiał: Algebra wyższa, PWN, Warszawa 1974.
- [9] J. Otremba, L. Waśko: Liniowy tłumik drgań mechanicznych, PAK, (1973) nr 9 t. 19.
- [10] J. Wapiennik: Tłumienie drgań układów o 1 i 2 stopniach swobody przy pomocy tłumików dynamicznych, "Elektryfikacja i mechanizacja górnictwa i hutnictwa" z. 45, Kraków (1972).
- [11] J. Wojnarowski: Analiza dyskretnych liniowych układów mechanicznych o skończonej liczbie stopni swobody metodą grafów. Prac. Polish-Czechoslovak Conf. on Machine Dynamics, 2 (1971), ss. 567-581.
- [12] J. Wojnarowski: Graf jako język struktury układu, ZN Politechniki Śląskiej, Mechanika nr 52 (1973) ss. 3-21.
- [13] J. Wojnarowski, A. Buchacz: O sposobie modyfikacji własności dynamicznych metodą liczb strukturalnych. Zbiór referatów XIV Sympozjon nt. Optymalizacja w Mechanice, PTMTS Oddział Gliwice (1975), ss.253-260.
- [14] J. Wojnarowski, A. Buchacz: Badanie dynamicznych własności maszyn metodą grafów blokowych i liczb strukturalnych. Referaty X Konferencji Dynamiki Maszyn, Wyd. Politechnika Warszawska, Warszawa (1976) (w druku).
- [15] J. Wojnarowski: Grafy i liczby strukturalne jako modele układów mechanicznych. Politechnika Śląska, PTMTS, Gliwice 1977, nr 38.
- [16] O. Zariski, P. Samuel: Commutative algebra I. Princeton Toronto - New York, London 1958.

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ЭЛИМИНАЦИИ КОЛЕБАНИЙ МЕТОДОМ ГРАФОВ  
И СТРУКТУРНЫХ ЧИСЕЛ ПЕРВОЙ КАТЕГОРИИ

Р е з ю м е

В работе, при использовании метода графов и структурных чисел первой категории, даётся способ моделирования систем элиминации колебаний. Показано, что для механических систем можно непосредственно определять их передаточные функции, на основании построенного полюсного графа. Эти методы иллюстрируются примерами систем элиминации колебаний с разными степенями сложности.

THE MODELLING OF SYSTEMS FOR THE ELIMINATION  
OF VIBRATIONS BY MEANS OF GRAPHS AND STRUCTURAL  
NUMBERS OF THE FIRST CATEGORY

S u m m a r y

Basing on the method of graphs and structural numbers of the first category, the paper presents a new way of modelling systems for the elimination of vibrations. It has been shown that in the case of a mechanical system we may simply determine its functions of transition by means of the constructed polar graph. The methods of application have been illustrated on the example of systems for the elimination of vibrations of various degrees of complexity.