

Kazimierz GIERLOTKA

Piotr ZALEŚNY

WYZNACZANIE PARAMETRÓW UKŁADU REGULACJI POŁOŻENIA NAPĘDU Z WIĘZAMI ELASTYCZNYMI

Streszczenie. W artykule przedstawiono układ sterowania napędu z połączeniem sprężystym z nadrzędną pętlą regulacji położenia oraz dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi w obwodzie regulacji prędkości. Umożliwia to uzyskanie przebiegu drogi (pozycjonowanie) bez przeregulowań oraz dowolnej wartości współczynnika tłumienia drgań i krótkiego czasu regulacji. Podano metodę obliczeń oraz zależności na dobór parametrów układu regulacji. Dokonano porównania proponowanego układu w wersjach z różnymi regulatorami i z różną konfiguracją zastosowanych sprzężeń zwrotnych. Przedstawiono wyniki badań symulacyjnych opisanych układów sterowania napędów z połączeniem sprężystym.

EVALUATION OF THE POSITION CONTROL SYSTEM PARAMETERS OF THE DRIVE WITH ELASTIC JOINTS

Summary. The position control system of the drive with elastic joint and two additional feedback loops in the speed control circuit is presented in the article. It facilitates positioning without overshoots and achieving the desired values of damping coefficient and short control times. The method of determination of the control system parameters is described. The versions of the proposed system with different controllers and different feedback loop configurations are compared. The simulation test results of the described drive control system with elastic joint are presented.

1. WPROWADZENIE

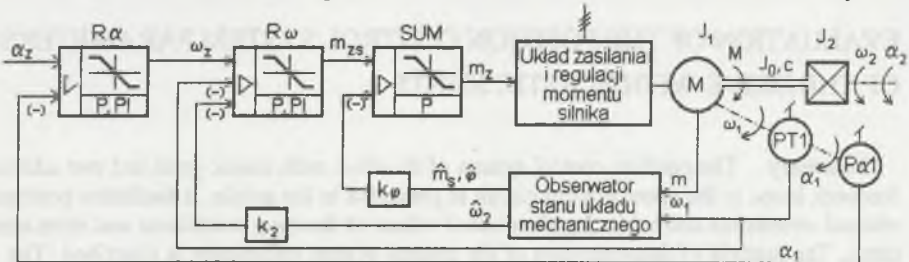
Elementy mechaniczne niektórych napędów zawierają człony cechujące się małą sztywnością, co może spowodować drgania układu spowodowane elastycznością więzów mechanicznych. Elastyczność więzów mechanicznych w układzie napędowym może w przypadku mechanizmów pozycyjnych doprowadzić do nieaperiodycznego pozycjonowania organu roboczego. Stosując specjalne struktury obwodu regulacji prędkości napędów z połączeniami sprężystymi oraz metody doboru ich parametrów można uzyskać praktycznie bezoscyłacyjne

przebiegi prędkości mechanizmu za połączeniem sprzężystym [1, 2, 3]. Wyposażając taki układ w nadrzędną pętlę regulacji drogi kątowej otrzymuje się przedstawiony na rys.1 układ regulacji położenia. W układach sterowania z podporządkowanymi obwodami regulacji typowy jest kolejny dobór parametrów regulatorów, począwszy od pętli najbardziej wewnętrznej do zewnętrznej. Procedurę taką zastosowano w przedstawionej w artykule metodzie doboru nastaw regulatora położenia $R\alpha$.

2. UKŁAD STEROWANIA NAPĘDU

Ogólny schemat funkcjonalny rozważanego układu napędowego z połączeniem sprzężystym przedstawia rys.1. Obiektem regulacji jest silnik o momencie bezwładności J_1 , połączony z napędzanym mechanizmem o momencie bezwładności J_2 , za pośrednictwem wału o współczynniku sztywności c . Układ sterowania zawiera wewnętrzny obwód regulacji momentu (obwód regulacji prądu w przypadku silnika obcowzbudnego), obwód regulacji prędkości i nadrzędny obwód regulacji położenia. W celu uzyskania lepszych właściwości dynamicznych układ regulacji wyposażono w dodatkowe pętle sprzężeń zwrotnych od prędkości mechanizmu ω_2 za połączeniem sprzężystym i od momentu m_s w elemencie sprzężystym. W przypadku niedostępności pomiarowej sygnały dodatkowych sprzężeń zwrotnych mogą być odtwarzane przez obserwator [1, 2, 5, 6].

Na właściwości dynamiczne zamkniętego układu sterowania można wpływać przez dobór parametrów regulatorów położenia i prędkości oraz wzmocnienia w obwodach dodatkowych



Rys.1. Schemat funkcjonalny układu regulacji położenia napędu z połączeniem sprzężystym

Fig.1. Functional diagram of the position control system of the drive with elastic joints

sprzężeń zwrotnych. W przypadkach szczególnych układ może zawierać tylko jedno dodatkowe sprzężenie zwrotne (od momentu sprężystości m_s lub od prędkości mechanizmu ω_2) albo nie posiadać dodatkowych sprzężeń zwrotnych.

Synteza układu regulacji położenia będzie przeprowadzona przy następujących założeniach upraszczających:

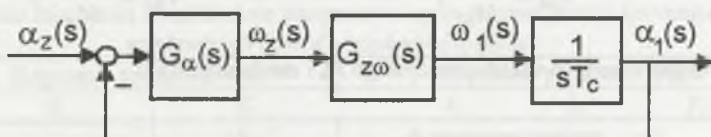
- pomija się tłumienie wewnętrzne elementu sprężystego,
- analiza jest prowadzona w wielkościach względnych. Jako wielkości odniesienia przyjęto:
 - dla momentów i prędkości: moment i prędkość znamionową silnika M_N, ω_N ,
 - dla kąta skręcenia elementu sprężystego i przemieszczeń kątowych: kąt skręcenia elementu sprężystego pod wpływem momentu znamionowego silnika,
 - dla wielkości w układzie regulacji: wartości odpowiadające znamionowej prędkości i znamionowemu momentowi silnika i wartości odniesienia dla przemieszczeń kątowych,

- stała czasowa τ_μ zamkniętego obwodu regulacji momentu jest mała w porównaniu z okresem drgań własnych układu. Przyjmujemy więc, że zamknięty obwód regulacji momentu jest członem proporcjonalnym, którego transmitancja operatorowa w wielkościach względnych:

$$G_{zm}(s) = \frac{m(s)}{m_z(s)} = 1. \quad (1)$$

3. DOBÓR NASTAW REGULATORA POŁOŻENIA

Schemat blokowy układu regulacji z rys. 1 można przedstawić w postaci jak na rys. 2.



Rys. 2. Uproszczony schemat blokowy zamkniętego obwodu regulacji położenia
Fig. 2. Simplified block diagram of the closed-loop position control circuit

Zawiera on transmitancje operatorowe regulatora położenia $G_\alpha(s)$, zamkniętego obwodu regulacji prędkości $G_{z\omega}(s)$ oraz człon całkujący wiążący prędkość silnika ω_1 z jego przemieszczeniem kątowym α_1 . (Obecność w ostatnim członie stałej czasowej sprężystości:

$$T_c = \frac{M_N}{c\omega_N} \quad (2)$$

wynika z przyjęcia do analizy wielkości względnych).

Struktury układu regulacji prędkości i metody doboru regulatorów, umożliwiające uzyskanie tłumienia drgań, spowodowanych elastycznością więzów mechanicznych, zostały opisane w publikacjach [2], [3]. Transmitancję operatorową zamkniętego obwodu regulacji prędkości $G_{z\omega}(s)$ można przedstawić w postaci:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{L(s)}{M(s)}, \quad (3)$$

gdzie, przy przyjętych założeniach i w zależności od typu regulatora prędkości, $L(s)$ jest wielomianem 2 lub 3 stopnia ze względu na s , a $M(s)$ wielomianem 3 lub 4 stopnia.

Jeżeli parametry obwodu regulacji prędkości zostaną obliczone na podstawie podanych w [3] zależności, umożliwiających uzyskanie praktycznie bezoscyłacyjnych przebiegów prędkości silnika i mechanizmu, wówczas przy obliczeniach parametrów regulatora położenia można korzystać z uproszczonej postaci transmitancji $G_{z\omega}(s)$ w postaci:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{k_z}{sT_z + 1}. \quad (4)$$

Przykładowo transmitancja operatorowa zamkniętego obwodu regulacji prędkości z jednym dodatkowym obwodem sprzężenia zwrotnego od prędkości ω_2 mechanizmu za połączeniem sprężystym i z proporcjonalnym regulatorem prędkości przyjmuje postać [3]:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{\frac{k_\omega}{T_{m1}}(s^2 + \Omega_f^2)}{s^3 + s^2 \frac{k_\omega}{T_{m1}} + s\Omega_e^2 + \frac{k_\omega \Omega_f^2}{T_{m1}}(1 + k_2)}, \quad (5)$$

gdzie mechaniczne stałe czasowe silnika T_{m1} i mechanizmu za połączeniem sprężystym T_{m2} określone są zależnościami:

$$T_{m1} = \frac{J_1 \omega_N}{M_N}, \quad T_{m2} = \frac{J_2 \omega_N}{M_N}, \quad (6)$$

a pulsacje drgań własnych układu sprężystego Ω_e i mechanizmu Ω_f :

$$\Omega_e = \sqrt{\frac{1}{T_c} \left(\frac{1}{T_{m1}} + \frac{1}{T_{m2}} \right)}, \quad \Omega_f = \sqrt{\frac{1}{T_c T_{m2}}}. \quad (7)$$

Podstawiając do transmitancji (5) zależności na wzmacnienia k_ω i k_2 [3]:

$$k_\omega = T_{m1} \Omega_e \sqrt{2\xi + 1}, \quad k_2 = \frac{\Omega_e^2}{\Omega_f^2 (2\xi + 1)^2} - 1, \quad (8)$$

gdzie ξ jest założoną wartością współczynnika tłumienia drań w zamkniętym obwodzie regulacji prędkości oraz pomijając w liczniku wyraz z s^2 , a w mianowniku wyrazy o potęgach s większych od jeden, otrzymuje się transmitancję uproszczoną do postaci:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{\frac{\Omega_f^2}{\Omega_e^2} (2\xi + 1)^2}{s \frac{\sqrt{(2\xi + 1)^3}}{\Omega_e} + 1}. \quad (9)$$

Porównując transmitancje (4) i (9) otrzymuje się dla układu z proporcjonalnym regulatorem prędkości i dodatkowym sprzężeniem zwrotnym od prędkości mechanizmu:

$$k_z = \frac{\Omega_f^2}{\Omega_e^2} (2\xi + 1)^2, \quad T_z = \frac{\sqrt{(2\xi + 1)^3}}{\Omega_e}. \quad (10)$$

Zestawienie zależności na parametry k_z i T_z dla regulatora prędkości typu P i PI oraz różnych kombinacji dodatkowych sprzężeń zwrotnych przedstawiono w tablicy 1.

Transmitancja zamkniętego obwodu regulacji położenia układu z rys. 2 przyjmuje postać:

$$G_{z\alpha} = \frac{\alpha_1(s)}{\alpha_2(s)} = \frac{G_\alpha(s)k_z}{T_c T_z \left(s^2 + \frac{1}{T_z} s + G_\alpha(s) \frac{k_z}{T_c T_z} \right)}. \quad (11)$$

Dla proporcjonalnego regulatora położenia o wzmacnieniu k_α otrzymuje się:

$$G_{z\alpha} = \frac{k_\alpha k_z}{T_c T_z \left(s^2 + \frac{1}{T_z} s + \frac{k_\alpha k_z}{T_c T_z} \right)}, \quad (12)$$

lub inaczej:

Tablica 1

Zestawienie zależności na obliczanie parametrów uproszczonej postaci transmitancji zamkniętego obwodu regulacji prędkości

Dodatk. sprz. zwr.	Regulator prędkości typu P		Regulator prędkości typu PI	
	k_z	T_z	k_z	T_z
ω_2, m_s	$k_z = \frac{\Omega_f^2}{\omega_0^2} (2\xi + 1)$	$T_z = \frac{2\xi + 1}{\omega_0}$	$k_z = \frac{\Omega_f^2}{\omega_0^2}$	$T_z = \frac{4\xi}{\omega_0}$
ω_2	$k_z = \frac{\Omega_f^2}{\Omega_e^2} (2\xi + 1)^2$	$T_z = \frac{\sqrt{(2\xi + 1)^3}}{\Omega_e}$	$k_z = \frac{\Omega_f^2}{\Omega_e^2} (4\xi^2 + 1)$	$T_z = \frac{4\xi \sqrt{4\xi^2 + 1}}{\Omega_e}$
m_s	$k_z = 1$	$T_z = \frac{\sqrt{2\xi + 1}}{\Omega_f}$	$k_z = 1$	$T_z = \frac{4\xi}{\Omega_f}$
brak	$k_z = 1$	$T_z = \frac{1}{\Omega_f} \sqrt{\frac{\Omega_e}{\Omega_f}}$	$k_z = 1$	$T_z = \frac{2\sqrt{\Omega_e^2 - \Omega_f^2}}{\Omega_f^2}$

$$G_{z\alpha} = \frac{k_\alpha k_z}{T_c T_z \left(s^2 + 2\xi_\alpha \omega_{0\alpha} s + \omega_{0\alpha}^2 \right)}, \quad (13)$$

gdzie ξ_α jest współczynnikiem tłumienia drgań w zamkniętym obwodzie regulacji położenia, a pulsacja $\omega_{0\alpha}$ jest miarą szybkości działania układu.

Porównując wyrażenia (12) i (13) otrzymuje się ogólne zależności określające wzmacnienie regulatora i wartość pulsacji $\omega_{0\alpha}$:

$$k_\alpha = \frac{T_z}{4\xi_\alpha^2 k_z T_z} \quad \omega_{0\alpha} = \frac{1}{2\xi_\alpha T_z}. \quad (14)$$

Dla proporcjonalno-całkującego regulatora położenia o transmitancji

$$G_{\alpha}(s) = k_{\alpha} \left(1 + \frac{1}{sT_{\alpha}} \right) \quad (15)$$

otrzymuje się transmitancję operatorową zamkniętego obwodu regulacji:

$$G_{z\alpha} = \frac{k_{\alpha} k_z (1 + sT_{\alpha})}{T_c T_{\alpha} T_z \left(s^3 + \frac{1}{T_z} s^2 + \frac{k_{\alpha} k_z}{T_c T_z} s + \frac{k_{\alpha} k_z}{T_c T_{\alpha} T_z} \right)}, \quad (16)$$

którą można przedstawić w postaci:

$$G_{z\alpha} = \frac{\frac{k_{\alpha} k_z}{T_c T_{\alpha} T_z} (1 + sT_{\alpha})}{s^3 + (2\xi_{\alpha} + 1)\omega_{0\alpha} s^2 + (2\xi_{\alpha} + 1)\omega_{0\alpha}^2 s + \omega_{0\alpha}^3}. \quad (17)$$

Porównując wyrażenia (16) i (17) otrzymuje się zależności:

$$k_{\alpha} = \frac{T_c}{k_z T_z (2\xi_{\alpha} + 1)}, \quad T_{\alpha} = T_z (2\xi_{\alpha} + 1)^2, \quad (18)$$

$$\omega_{0\alpha} = \frac{1}{T_z (2\xi_{\alpha} + 1)}. \quad (19)$$

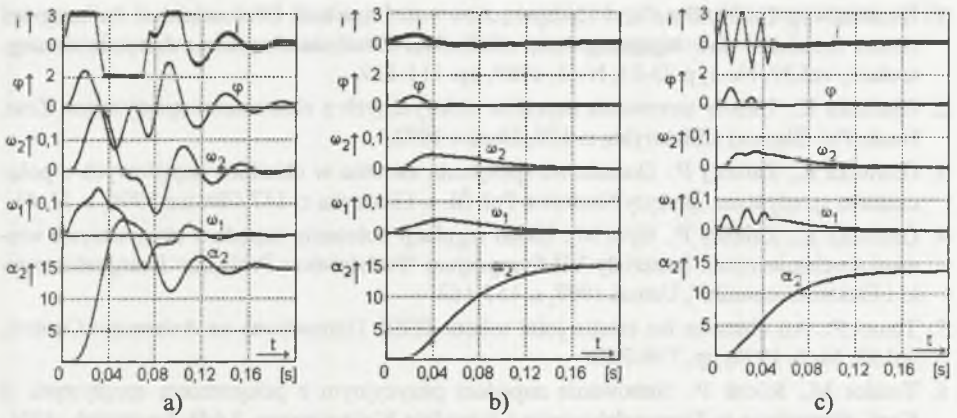
4. BADANIA SYMULACYJNE

Badania symulacyjne przeprowadzono dla układu o następujących danych:

$$T_{m1} = 0,280 \text{ s}, T_{m2} = 0,196 \text{ s}, T_c = 223 \cdot 10^{-6} \text{ s}, \Omega_c = 197,1 \text{ rad/s}, \Omega_f = 151,2 \text{ rad/s}.$$

W modelu silnik zasilany był z przekształtnika tranzystorowego typu DC/DC. Na rys. 3 przedstawiono wybrane przebiegi prądu silnika i , kąta skręcenia elementu sprężystego φ , prędkości silnika ω_1 i mechanizmu ω_2 oraz przemieszczenia mechanizmu za połączeniem sprężystym α_2 . W przypadku pominięcia w doborze nastaw parametrów układu regulacji elastyczności więzów mechanicznych (przyjęcia "sztywnego" modelu układu mechanicznego) otrzymuje się oscylacyjne przebiegi wszystkich przedstawionych wielkości (rys. 3.a), a przede wszystkim przemieszczenia α_2 .

Stosując przedstawioną w artykule metodę doboru regulatorów można uzyskać aperiodyczne przebiegi przemieszczenia α_2 (przebiegi na rys. 3.b i 3.c otrzymano dla założonego w obliczeniach współczynnika tłumienia $\xi_{\alpha} = 1$). Przeprowadzone badania symulacyjne potwierdziły, że aperiodyczne pozycjonowanie mechanizmu za połączeniem sprężystym jest możliwe również w układzie bez dodatkowych sprzężeń zwrotnych (rys. 3.b), mimo że wewnętrzny obwód regulacji prędkości jest wówczas silnie oscylacyjny [3].



Rys. 3. Odpowiedzi układu na skokową zmianę wartości zadanej położenia:

- układ bez dodatkowych sprzężeń zwrotnych przy nieuwzględnieniu sprężystości układu w doborze nastaw regulatorów,
- układ bez dodatkowych sprzężeń zwrotnych z proporcjonalno-całkującym regulatorem położenia i proporcjonalnym regulatorem prędkości przy założonym współczynniku tłumienia $\xi_\alpha = 1$,
- układ z dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi od momentu sprężystości i od prędkości mechanizmu z proporcjonalnymi regulatorami prędkości i położenia przy założonym współczynniku tłumienia $\xi = \sqrt{2}/2$, $\xi_\alpha = 1$

Fig.3. The step responses of the drive with position control system

- system without additional feedback loops in when elasticity neglecting during determination of parameters of the controllers
- system without additional feedback loops with PI type position controller and P type speed controller and damping coefficient $\xi_\alpha = 1$,
- system with spring torque and load speed additional feedback loops and with P type position and speed controllers and damping coefficients $\xi = \sqrt{2}/2$, $\xi_\alpha = 1$

5. PODSUMOWANIE

- W artykule przeanalizowano struktury układu regulacji umożliwiające uzyskanie aperiodycznego przebiegu przemieszczenia (drogi kątowej) mechanizmu zawierającego elastyczne więzy mechaniczne. Podane zostały zależności na obliczanie parametrów regulatora położenia typu P i PI przy różnych kombinacjach dodatkowych sprzężeń zwrotnych.
- Badania symulacyjne potwierdziły skuteczność tłumienia drgań napędu z więzami sprężystymi pracującego w zaproponowanych układach regulacji. Aperiodyczne pozycjonowanie jest możliwe zarówno w układach z dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi jak i w układzie bez dodatkowych sprzężeń zwrotnych.
- W przypadku gdy sygnały dodatkowych sprzężeń zwrotnych nie są dostępne pomiarowo do ich odtworzenia, można zastosować obserwatory.

LITERATURA

1. Brandenburg G.: Einfluss und Kompensation von Lose und Coulombscher Reibung bei einem drehzahl- und lagegeregelten, elastischen Zweimassensystem. *Automatisierungstechnik*, vol.37, No.1, p.23-31, No.3, 1989, pp. 111-119.
2. Gierlotka K.: Układy sterowania napędów elektrycznych z elementami sprężystymi. *Zesz. Nauk. Pol. Śląskiej s.Elektryka*, z. 129, Gliwice 1992.
3. Gierlotka K., Zaleśny P.: Dodatkowe sprzężenia zwrotne w układach napędowych z połączeniem sprężystym. *Zeszyty Naukowe Pol. Śl. s. Elektryka z. 147, Gliwice 1996*, s. 31-44.
4. Gierlotka K., Zaleśny P., Hyla M.: Układ regulacji położenia napędu z elastycznymi więzami mechanicznymi. *Materiały VII Sympozjum "Podstawowe Problemy Energoelektroniki i Elektromechaniki"*, Ustroń 1997, s. 157-162.
5. Tomei P.: An observer for elastic joint robots. *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol.35, No 6, 1990, pp. 739-743.
6. Tondos M., Micek P.: Sterowanie napędem pozycyjnym z połączeniem sprężystym. *II Konf. Sterowanie w Energoelektronice i Napędzie Elektrycznym, Łódź-Arturówek, 1995*, s. 616-621.

Pracę wykonano w ramach projektu nr 8 T10A 070 12 finansowanego przez Komitet Badań Naukowych

Recenzent: Dr hab. inż. Maciej Tondos

Wpłynęło do Redakcji dnia 16 lipca 1997 r.

Abstract

Elasticity of mechanical joints of some positional drives can cause vibrations of the system and overshoots during positioning. The position control system of the drive with elastic joints which eliminates these harmful phenomena is presented in the paper. Its functional diagram is presented in Fig. 1.

The control system contains the inner speed control circuit and the outer position control circuit. Two additional feedback loops are applied in the control system: the spring torque feedback loop and the load speed beyond the elastic joint feedback loop. The analysis presented in the paper deals with the control systems with both additional feedback loops, with one of them, and without additional feedback loops. Because the torque in elastic joint as well as the load speed beyond the elastic joint are usually not measurable, observers can be used to estimate them.

Block diagram of the position control circuit is presented in Fig. 2. The simplified transfer function of the closed-loop speed control circuit is expressed by Eq.(4). Specification of the equations for calculation of the coefficients of Eq.(4) are presented in the Table 1. The coefficients are given for P type and PI type of the speed controller and for different combinations of the additional feedback loops.

Parameters of the P type position controller are expressed by (Eq. 14) and PI type position controller by Eq.(18).The presented method of determination of the position controller parameters of the drive with elastic joints makes possible to get aperiodic positioning of the system. Examples of simulation tests' result of the drive are presented in Fig. 3.

WYKONANIE METOD WYZNACZANIA PARAMETRÓW UKŁADU REGULACYJNEGO W PRZECIWIENIU DO WŁASNOŚCI ELASTYCZNEJ

W niniejszym artykule przedstawiono metodę wyznaczania parametrów regulatorów typu P i typu PI dla układu napędowego z elastycznymi połączeniami. Przedstawiono również przykłady symulacji, które pokazują, że zaproponowana metoda umożliwia osiągnięcie aperiodycznego wyhamowania układu napędowego. Wyniki symulacji testów układu napędowego z elastycznymi połączeniami przedstawiono na rysunku 3.

WYKONANIE METOD WYZNACZANIA PARAMETRÓW UKŁADU REGULACYJNEGO W PRZECIWIENIU DO WŁASNOŚCI ELASTYCZNEJ

W niniejszym artykule przedstawiono metodę wyznaczania parametrów regulatorów typu P i typu PI dla układu napędowego z elastycznymi połączeniami. Przedstawiono również przykłady symulacji, które pokazują, że zaproponowana metoda umożliwia osiągnięcie aperiodycznego wyhamowania układu napędowego. Wyniki symulacji testów układu napędowego z elastycznymi połączeniami przedstawiono na rysunku 3.

WYKONANIE METOD WYZNACZANIA PARAMETRÓW UKŁADU REGULACYJNEGO W PRZECIWIENIU DO WŁASNOŚCI ELASTYCZNEJ

W niniejszym artykule przedstawiono metodę wyznaczania parametrów regulatorów typu P i typu PI dla układu napędowego z elastycznymi połączeniami. Przedstawiono również przykłady symulacji, które pokazują, że zaproponowana metoda umożliwia osiągnięcie aperiodycznego wyhamowania układu napędowego. Wyniki symulacji testów układu napędowego z elastycznymi połączeniami przedstawiono na rysunku 3.