

Kazimierz GIERLOTKA

Piotr ZALEŚNY

DODATKOWE SPRZEŻENIA ZWROTNE W UKŁADACH NAPIĘDOWYCH Z POŁĄCZENIEM SPRĘŻYSTYM

Streszczenie. W artykule przedstawiono układ sterowania napędu z połączeniem sprężystym z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi: od prędkości mechanizmu za połączeniem sprężystym oraz od momentu w elemencie sprężystym. Umożliwia to uzyskanie dowolnej wartości współczynnika tłumienia drgań oraz krótkiego czasu regulacji. Podano zależności na dobór parametrów układu regulacji. Dokonano porównania proponowanego układu z innymi układami sterowania. Przedstawiono wyniki badań symulacyjnych i laboratoryjnych opisanych układów sterowania napędów z połączeniem sprężystym.

ADDITIONAL FEEDBACK LOOPS IN THE DRIVES WITH ELASTIC JOINT

Summary. The control system of drives with elastic joints is presented in the paper. Two additional feedback loops have been used: load speed ω_2 feedback, and elastic torque feedback. Therefore we are able to get arbitrary values of damping coefficient of vibrations and a short setting time. The formulas for calculation of the control system parameters have been given. A comparison of proposed system and other control systems has been made. The results of simulation and laboratory tests the drive with elastic joint have been presented.

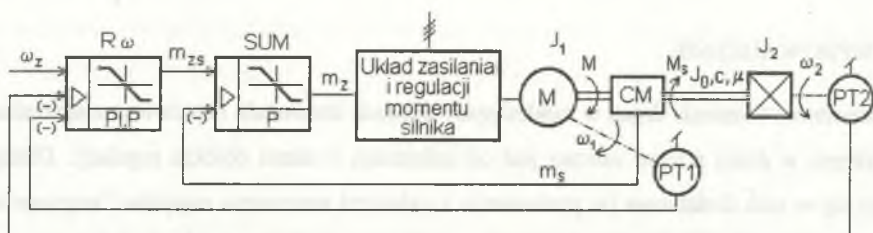
1. WPROWADZENIE

Skuteczność tłumienia drgań w zamkniętych układach sterowania napędów z połączeniami sprężystymi w dużej mierze zależy od informacji o stanie obiektu regulacji. Dlatego stosuje się w nich dodatkowe (w porównaniu z układami sterowania napędów "sztywnych") sprzężenia zwrotne. W literaturze znane są struktury układów regulacji wykorzystujące dodatkowe sprzężenie zwrotne od prędkości mechanizmu za połączeniem sprężystym ω_2 [2] lub momentu w elemencie sprężystym m_s (lub kąta skrzywienia elementu sprężystego ϕ) [1,5]. Układy te umożliwiają uzyskanie dowolnie dużego tłumienia, natomiast czas regulacji zależy

jest w tych przypadkach od parametrów układu mechanicznego i w niektórych zastosowaniach (np. napędy robotów przemysłowych) może być zbyt długi. W artykule przedstawiony zostanie układ regulacji wykorzystujący jednocześnie obydwa opisane powyżej dodatkowe sprzężenia zwrotne. Umożliwia on uzyskanie lepszych własności dynamicznych napędu. Ponieważ wielkości wykorzystywane w sprzężeniach zwrotnych mogą być niedostępne pomiarowo, konieczne staje się ich odtwarzanie. Można to zrealizować za pomocą opisanych w [1,2,5,6,7] obserwatorów stanu.

2. UKŁADY STEROWANIA NAPĘDÓW Z POŁĄCZENIEM SPRĘŻYSTYM

Ogólny schemat funkcjonalny rozważanego układu napędowego z połączeniem sprężystym 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 momencie bezwładności J_0 współczynnika sztywności c . Układ sterowania zawiera wewnętrzny obwód regulacji momentu (obwód regulacji prądu w przypadku silnika obcowzbudnego). Wzmacniacz SUM, o wzmacnieniu równym jedności, wypracowuje sygnał zadanego momentu m_z na podstawie różnicy między wielkością wyjściową m_{zs} z regulatora prędkości $R\omega$ i sygnałem sprzężenia zwrotnego od momentu w elemencie sprężystym m_s lub od kąta skreślenia φ (formalnie wzmacniacz SUM można traktować jako proporcjonalny regulator momentu w elemencie sprężystym). Nadrzędny jest obwód regulacji prędkości ze sprzężeniami od prędkości silnika ω_1 i mechanizmu ω_2 .



Rys. 1. Układ sterowania napędu z połączeniem sprężystym

Fig. 1. Control system of the drive with elastic joint

Na właściwości dynamiczne zamkniętego układu sterowania można wpływać przez dobór parametrów regulatora prędkości oraz wzmacnień w obwodach dodatkowych sprzężeń

zwrotnych. Synteza układu regulacji zostanie przeprowadzona przy następujących założeniach upraszczających:

- pomija się tłumienie wewnętrzne elementu sprężystego,
- zakłada się, że stała czasowa τ_u zamkniętego obwodu regulacji momentu jest mała w porównaniu z okresem drgań własnych układu. Przyjmujemy więc, że zamknięty obwód regulacji momentu jest członem proporcjonalnym o wzmacnieniu k_m ,
- zjawiska przestrzenne w elemencie sprężystym związane z rozłożeniem masy wzdłuż jego długości uwzględnia się w sposób uproszczony, stosując model Rayleigha [2] układu sprężystego.

Do opisu układu zastosowano wielkości względne, przy czym jako wielkości odniesienia przyjęto:

- dla prędkości: prędkość znamionową silnika ω_N ,
- dla momentów: moment znamionowy silnika M_N ,
- dla wielkości w układzie regulacji: wartości odpowiadające znamionowej prędkości i znamionowemu momentowi silnika.

Na podstawie równań modelu Rayleigha układu sprężystego przedstawionych w [2], wyrażone w wielkościach względnych transmitancje operatorowe zamkniętego obwodu regulacji prędkości układu przedstawionego na rys. 1 mają postać:

$$G_{z\omega 1}(s) = \frac{\omega_1(s)}{\omega_2(s)} = \frac{G_\omega(s)(s^2 + \Omega_f^2)}{sT_{m1k}(s^2 + \Omega_e^2) + sk_\varphi T_{m2k}\Omega_f^2 + G_\omega(s)[s^2(1 - k_2 T_{m1k}/T_{m0k}) + \Omega_f^2(1 + k_2)]}, \quad (1)$$

$$G_{z\omega 2}(s) = \frac{\omega_2(s)}{\omega_2(s)} = \frac{G_\omega(s)(-s^2 T_{m1k}/T_{m0k} + \Omega_f^2)}{sT_{m1k}(s^2 + \Omega_e^2) + sk_\varphi T_{m2k}\Omega_f^2 + G_\omega(s)[s^2(1 - k_2 T_{m1k}/T_{m0k}) + \Omega_f^2(1 + k_2)]}, \quad (2)$$

gdzie:

$G_\omega(s)$ - transmitancja operatorowa regulatora prędkości,

k_2, k_φ - wzmacnienia w obwodach dodatkowych sprzężeń zwrotnych od prędkości ω_2 i momentu m_s .

Mechaniczne stałe czasowe modelu Rayleigha układu sprężystego określone są zależnościami:

$$T_{m1k} = \frac{\omega_N (J_1 + J_0/3)(J_2 + J_0/3) - J_0^2/36}{M_N (J_2 + J_0/3)}, \quad T_{m2s} = \frac{\omega_N (J_2 + J_0/3)}{M_N} \quad (3)$$

$$T_{m0k} = T_{m1k} \frac{6(J_2 + J_0/3)}{J_0}, \quad T_{m1z} = T_{m1k} \frac{J_2 + J_0/3}{J_2 + J_0/2}, \quad T_{m2z} = T_{m1k} \frac{J_2 + J_0/3}{J_1 + J_0/2}. \quad (4)$$

Pulsacje drgań własnych układu sprężystego Ω_e i mechanizmu Ω_f oraz stała czasowa sprężystości T_c opisują zależności:

$$\Omega_e = \sqrt{\frac{1}{T_c} \left(\frac{1}{T_{m1z}} + \frac{1}{T_{m2z}} \right)}, \quad \Omega_f = \sqrt{\frac{1}{T_c T_{m2s}}}, \quad T_c = \frac{M_N}{c \omega_N}. \quad (5)$$

2.1. Analiza układu z proporcjonalnym regulatorem prędkości

Dla proporcjonalnego regulatora prędkości o transmitancji:

$$G_\omega(s) = k_\omega, \quad (6)$$

transmitancja operatorowa (2) zamkniętego obwodu regulacji prędkości przyjmuje postać:

$$G_{z\omega 2}(s) = \frac{k_\omega \left(-s^2 T_{m1k} / T_{m0k} + \Omega_f^2 \right)}{T_{m1k} M(s)}, \quad (7)$$

gdzie:

$$M(s) = s^3 + s^2 \frac{k_\omega}{T_{m1k}} \left(1 - k_2 \frac{T_{m1k}}{T_{m0k}} \right) + s \left(k_\omega \Omega_f^2 \frac{T_{m2s}}{T_{m1k}} + \Omega_e^2 \right) + \frac{k_\omega \Omega_f^2}{T_{m1k}} (1 + k_2). \quad (8)$$

Mianownik $M(s)$ można przedstawić w postaci:

$$M(s) = s^3 + a_1 \omega_0 s^2 + a_2 \omega_0^2 s + \omega_0^3. \quad (9)$$

Biorąc pod uwagę powyższy zapis, tłumienie przebiegów w zamkniętym obwodzie regulacji opisanym transmitancją (7) zależne jest od współczynników a_1 i a_2 wielomianu (9). Wartość współczynnika ω_0 jest natomiast miarą szybkości działania układu lub miarą jego pasma przenoszenia. Współczynnik tłumienia przebiegów ξ można związać ze współczynnikami a_1 i a_2 następującą relacją [2]:

$$a_1 = a_2 = 2\xi + 1. \quad (10)$$

Zależność (16) umożliwi dobór parametrów układu sterowania napędu z połączeniem sprężystym przedstawionego na rys. 1 zarówno w przypadku braku dodatkowych sprzężeń zwrotnych, jak i przy dowolnej ich kombinacji.

2.1.1. Układ regulacji z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi

Z zależności (8-10) otrzymuje się następujące wyrażenia na parametry układu regulacji:

$$k_2 = \frac{\omega_0^2 - (2\xi + 1)\Omega_f^2}{\omega_0^2 T_{m1k}/T_{m0k} + (2\xi + 1)\Omega_f^2}, \quad (11)$$

$$k_\varphi = \left(2\xi + 1 - \frac{\Omega_c^2}{\omega_0^2} \right) \frac{T_{m1k} \omega_0^2}{T_{m2s} \Omega_f^2}, \quad (12)$$

$$k_\omega = \frac{T_{m1k} \omega_0}{1 + T_{m1k}/T_{m0k}} \left(2\xi + 1 + \frac{T_{m1k} \omega_0^2}{T_{m0k} \Omega_f^2} \right). \quad (13)$$

Dla układu regulacji z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi można uzyskać dowolną wartość tłumienia drgań ξ i dowolną wartość współczynnika ω_0 . W praktyce jednak należy współczynnik ω_0 dobierać z uwzględnieniem ograniczeń układowych, limitujących minimalną wartość czasu regulacji.

2.1.2. Układy regulacji z jednym dodatkowym sprzężeniem zwrotnym

a) układ z dodatkowym sprzężeniem zwrotnym od momentu w elemencie sprężystym

Zależności na dobór parametrów układu regulacji w przypadku braku sprzężenia od prędkości mechanizmu za połączeniem sprężystym otrzymuje się z równań (11-13), przyjmując wartość współczynnika $k_2=0$.

$$\omega_0 = \Omega_f \sqrt{2\xi + 1}, \quad (14)$$

$$k_\varphi = \frac{T_{m1z}}{T_{m2s}} \left((2\xi + 1)^2 - \frac{\Omega_c^2}{\Omega_f^2} \right), \quad (15)$$

$$k_\omega = \Omega_f T_{m1k} \sqrt{(2\xi + 1)^3}. \quad (16)$$

b) układ z dodatkowym sprzężeniem zwrotnym od prędkości mechanizmu

Podstawiając w równaniach (11-13) $k_\varphi=0$ otrzymuje się:

$$\omega_0 = \frac{\Omega_c}{\sqrt{2\xi + 1}}, \quad (17)$$

$$k_2 = \frac{\Omega_e^2 - (2\xi + 1)\Omega_f^2}{\Omega_e^2 T_{m1k} / T_{m0k} + (2\xi + 1)\Omega_f^2}, \quad (18)$$

$$k_\omega = \frac{T_{m1k} \Omega_f}{(1 + T_{m1k} / T_{m0k}) \sqrt{2\xi + 1}} \left(2\xi + 1 + \frac{T_{m1k}}{T_{m0k}} \frac{\Omega_f^2}{\Omega_e^2 (2\xi + 1)} \right). \quad (19)$$

W przypadku zastosowania jednego z dodatkowych sprzężeń zwrotnych (prędkości ω_2 lub momentu m_s) możliwe jest uzyskanie dowolnej wartości współczynnika tłumienia drgań ξ . Czas regulacji, uzależniony od współczynnika ω_0 , jest natomiast zależny zgodnie z wyrażeniami (14) i (17) od parametrów układu sprężystego. Przyjmując wartość współczynnika tłumienia $\xi = \sqrt{2}/2$, korzystniejsze ze względu na krótszy czas regulacji jest stosowanie dodatkowego sprzężenia:

- od momentu sprężystości m_s dla układów w których $\frac{\Omega_e}{\Omega_f} > 1 + \sqrt{2}$,
- od prędkości mechanizmu ω_2 dla układów w których $\Omega_e / \Omega_f > 1 + \sqrt{2}$

2.1.2. Układ regulacji bez dodatkowych sprzężeń zwrotnych

W tym przypadku zarówno tłumienie drgań, jak i czas regulacji zależne są od parametrów układu mechanicznego. Odpowiednie zależności można znaleźć w publikacji [2].

2.2. Analiza układu z proporcjonalno-całkującym regulatorem prędkości

Dla regulatora prędkości typu PI o transmitancji operatorowej:

$$G_\omega(s) = k_\omega \left(1 + \frac{1}{sT_\omega} \right) \quad (20)$$

transmitancja operatorowa zamkniętego obwodu regulacji prędkości układu przedstawionego na rys. 1 jest równa:

$$G_2(s) = \frac{\omega_2(s)}{\omega_e(s)} = \frac{k_\omega (1 + sT_\omega) (-s^2 (T_{m1k} / T_{m0k}) + \Omega_f^2)}{T_\omega T_{m1k} M(s)}. \quad (21)$$

Mianownik $M(s)$ jest wielomianem czwartego stopnia:

$$M(s) = s^4 + \frac{k_\omega}{T_{m1k}} \left(1 - k_2 \frac{T_{m1k}}{T_{m0k}} \right) s^3 + \left[\Omega_e^2 + k_e \Omega_f^2 \frac{T_{m2s}}{T_{m1k}} + \frac{k_\omega}{T_\omega T_{m1k}} \left(1 - k_2 \frac{T_{m1k}}{T_{m0k}} \right) \right] s^2 + \frac{k_\omega}{T_{m1k}} \Omega_f^2 (1 + k_2) s + \frac{k_\omega}{T_\omega T_{m1k}} \Omega_f^2 (1 + k_2), \quad (22)$$

Mianownik $M(s)$ można przedstawić w postaci:

$$M(s) = s^4 + a_1\omega_0 s^3 + a_2\omega_0^2 s^2 + a_3\omega_0^3 s + \omega_0^4. \quad (23)$$

Współczynnik tłumienia przebiegów ξ można d tym przypadku związać ze współczynnikami a_1 , a_2 i a_3 następującą relacją [2]:

$$a_1 = a_3 = 2\sqrt{a_2 - 2} = 4\xi. \quad (24)$$

Podobnie jak dla proporcjonalnego regulatora prędkości, zależności (22-24) umożliwiają dobór parametrów układu regulacji napędu z połączeniem sprężystym zarówno w przypadku braku dodatkowych sprzężeń zwrotnych, jak i przy dowolnej ich kombinacji. Wyrażenia na dobór parametrów układu regulacji napędu z połączeniem sprężystym z proporcjonalno-całkującym regulatorem prędkości oraz uzyskane wartości współczynnika tłumienia drgań ξ i współczynnika ω_0 przedstawiono w tabeli 1.

Podobnie jak dla proporcjonalnego regulatora prędkości, układ z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi i regulatorem prędkości typu PI umożliwia uzyskanie dowolnej wartości współczynnika tłumienia drgań ξ i dowolnej, w ramach ograniczeń układowych, wartości parametru ω_0 . W przypadku jednego dodatkowego sprzężenia zwrotnego i założonego tłumienia drgań $\xi = \sqrt{2}/2$ większą wartość współczynnika ω_0 , a tym samym krótszy czas regulacji uzyskuje się dla sprzężenia:

- od momentu sprężystości m_s dla układów, w których $\Omega_e/\Omega_f < \sqrt{3}$,
- od prędkości mechanizmu ω_2 dla układów, w których $\Omega_e/\Omega_f > \sqrt{3}$.

W układach sterowania z proporcjonalno-całkującym regulatorem prędkości, w celu ograniczenia przeregulowań w odpowiedzi na skokowe zmiany prędkości zadanej, należy stosować w torze zadawania prędkości filtr inercyjny, o stałej czasowej równej czasowi zdwojenia T_ω regulatora prędkości [2].

Tabela 1

Zależności na dobór parametrów układu regulacji napędu sprężystego z proporcjonalno-całkującym regulatorem prędkości

Rodzaj dodatkowego sprzężenia zwrotnego	Zależności na dobór parametrów układu regulacji	Tłumienie ξ	ω_0
ω_0, m_s	$k_2 = \frac{\omega_0^2 - \Omega_f^2}{\omega_0^2 T_{m1k} / T_{m0k} + \Omega_f^2},$ $k_\varphi = \frac{T_{m1z} [(4\xi^2 + 1)\omega_0^2 - \Omega_e^2]}{T_{m2s} \Omega_f^2}, \quad T_\omega = \frac{4\xi}{\omega_0},$ $k_\omega = \frac{4\xi \omega_0 T_{m1k} \left[1 + T_{m1k} / T_{m0k} (\omega_0 / \Omega_f)^2 \right]}{1 + T_{m1k} / T_{m0k}},$	dowolne	dowolne
m_s	$k_\varphi = \frac{T_{m1z}}{T_{m2s}} \left[4\xi^2 + 1 - \left(\frac{\Omega_e}{\Omega_f} \right)^2 \right], \quad k_\omega = 4\xi \Omega_f T_{m1k},$ $T_\omega = \frac{4\xi}{\Omega_f},$	dowolne	Ω_f
ω_0	$k_2 = \frac{\Omega_e^2 - \Omega_f^2 (4\xi^2 + 1)}{\Omega_e^2 T_{m1k} / T_{m0k} + \Omega_f^2 (4\xi^2 + 1)}, \quad T_\omega = \frac{4\xi \sqrt{4\xi^2 + 1}}{\Omega_e},$ $k_\omega = \frac{4\xi \Omega_e T_{m1k} [\Omega_f^2 T_{m0k} (4\xi^2 + 1) + \Omega_e^2 T_{m1k}]}{\sqrt{(4\xi^2 + 1)^3} \Omega_f^2 (T_{m0k} + T_{m1k})},$	dowolne	$\frac{\Omega_e}{\sqrt{4\xi^2 + 1}}$
brak	$k_\omega = 2 T_{m1k} \Omega_f \sqrt{\left(\frac{\Omega_e}{\Omega_f} \right)^2 - 1}, \quad T_\omega = \frac{2}{\Omega_f} \sqrt{\left(\frac{\Omega_e}{\Omega_f} \right)^2 - 1}$	$0.5 \sqrt{\left(\frac{\Omega_e}{\Omega_f} \right)^2 - 1}$	Ω_f

3. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH I LABORATORYJNYCH

W celu sprawdzenia rozważań analitycznych przeprowadzono badania symulacyjne i badania laboratoryjne układu napędowego z połączeniem sprężystym. Parametry układu regulacji dobrano wg przedstawionych w rozdziale 2 zależności. Zarówno układ symulacyjny, jak i laboratoryjny umożliwiają wprowadzanie dodatkowych sprzężeń zwrotnych od wielkości bezpośrednio pomierzonych lub wielkości odtworzonych w obserwatorze. Stosowano dwa rodzaje układu odtwarzania niedostępnych zmiennych stanu:

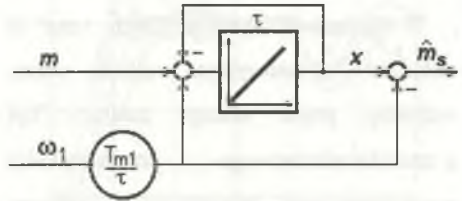
- pierwszy, zwany dalej obserwatorem zredukowanym, opisany jest w publikacjach [2,3]. Umożliwia on odtwarzanie prędkości mechanizmu ω_2 oraz kąta skręcenia elementu sprężystości (a tym samym pośrednio momentu sprężystości), aczkolwiek ta druga wielkość jest odtwarzana z ustalonym uchybem,
- drugi, zwany dalej obserwatorem momentu sprężystości, opisany w publikacjach [1,5], określony jest zależnościami:

$$\hat{m}_s = x - \frac{T_{m1}}{\tau} \omega_1, \quad (25)$$

$$\dot{x} = \frac{1}{\tau} \left(m - \frac{T_{m1}}{\tau} \omega_1 - x \right) \quad (26)$$

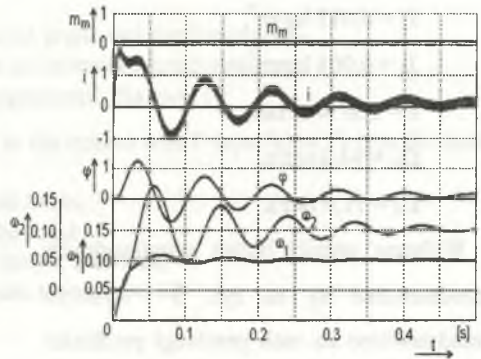
gdzie τ jest stałą czasową obserwatora, a T_{m1} :

$$T_{m1} = \frac{J_1 \omega_N}{M_N}. \quad (27)$$



Rys. 2. Schemat blokowy obserwatora momentu sprężystości

Fig. 2. The block diagram of elastic torque observer



Rys.3. Przebiegi w modelu układu napędowego z połączeniem sprężystym bez dodatkowych sprzężeń zwrotnych i parametrami regulatora dobranymi jak dla układu sztywnego

Fig.3. The time courses in the model of the drive with elastic joints without additional feedback loops, the controller parameters are selected the same as in the case of the rigid system

Schemat blokowy obserwatora momentu sprężystości przedstawiono na rys. 2.

W badaniach symulacyjnych oraz w układzie laboratoryjnym silnik obco-wzbudny prądu stałego zasilany był z czterokwadrantowego przekształtnika tranzystorowego. Podstawowe parametry układu mechanicznego przyjęte do badań symulacyjnych były następujące:

$$J_1 = 0.025 \text{ kg}\cdot\text{m}^2,$$

$$J_2 = 0.017 \text{ kg}\cdot\text{m}^2,$$

$$J_0 = 0.004 \text{ kg}\cdot\text{m}^2,$$

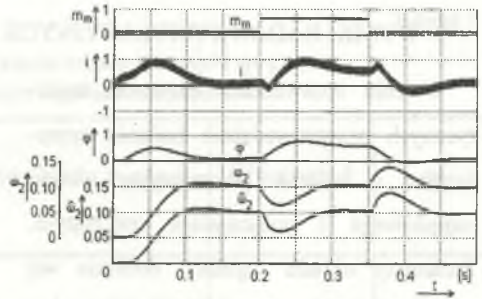
$$c = 100 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad},$$

$$\Omega_c = 94,0 \text{ rad}/\text{s},$$

$$\Omega_f = 71,6 \text{ rad}/\text{s}.$$

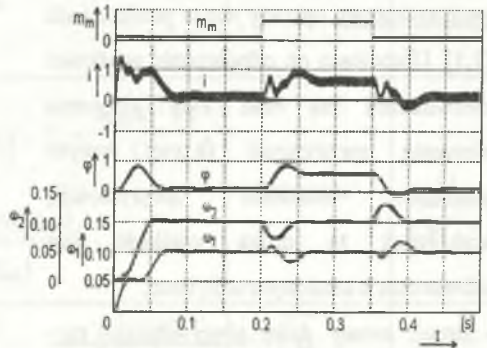
Wybrane wyniki badań symulacyjnych przedstawione są na rys. 3 - rys. 6. Przedstawiono na nich przebiegi prędkości silnika ω_1 , prędkości mechanizmu ω_2 , kąta skręcenia elementu sprężystego φ , prądu silnika i oraz momentu obciążenia m_m , w odpowiedzi na skok jednostkowy prędkości zadanej oraz skokowe zmiany momentu obciążenia.

Dobór parametrów układu regulacji bez uwzględnienia sprężystości połączeń mechanicznych (rys. 3) powoduje powstanie w układzie przebiegów silnie oscylacyjnych, słabo tłumionych. Wprowadzenie dodatkowego sprzężenia zwrotnego od prędkości mechanizmu ω_2 zrealizowanego za pośrednictwem obserwatora



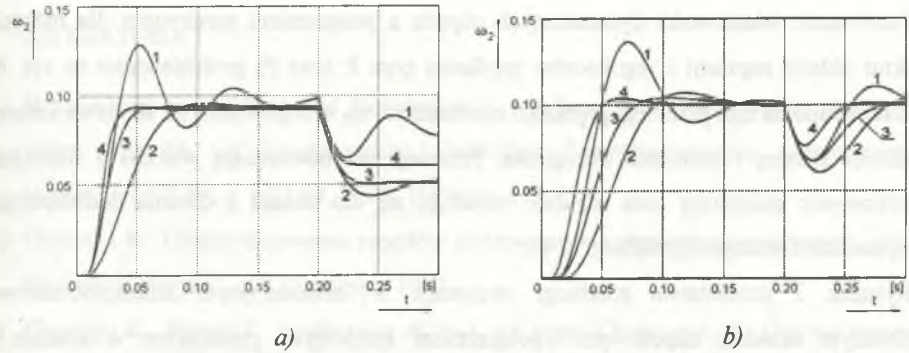
Rys. 4. Przebiegi w modelu układu napędowego z połączeniem sprężystym, z dodatkowym sprzężeniem zwrotnym od prędkości ω_2 zrealizowanym przez obserwator, i z regulatorem prędkości typu PI

Fig. 4. The time courses in the model of the drive with elastic joints; the additional ω_2 speed feedback is carried out by the observer; the PI-type speed controller is present



Rys. 5. Przebiegi w modelu układu napędowego z połączeniem sprężystym, z dodatkowymi sprzężeniami zwrotnym od prędkości ω_2 oraz momentu m_s zrealizowanymi przez obserwator, i z regulatorem prędkości typu PI. $\omega_0=100$.

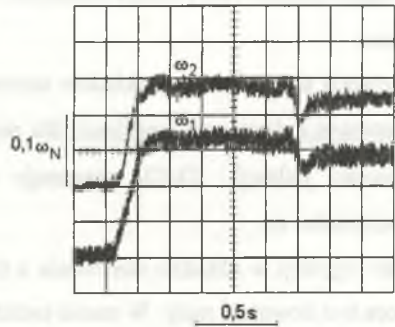
Fig. 5. The time courses in the model of the drive with elastic joints; additional ω_2 speed feedback and m_s torque feedback are carried out by the observer; the PI-type speed controller is present, $\omega_0=100$



Rys. 6. Przebiegi prędkości mechanizmu przy skokowych zmianach prędkości zadanej i momentu obciążenia dla układu z regulatorem prędkości typu P (a) oraz PI (b):
 1 - układ bez dodatkowych sprzężeń, dobór nastaw z warunkiem maksymalnego tłumienia,
 2 - układ z dodatkowym sprzężeniem od prędkości mechanizmu ω_2 ,
 3 - układ z dodatkowym sprzężeniem od momentu sprężystości m_s ,
 4 - układ z dwoma dodatkowymi sprzężeniami, dla $\omega_0=110$

Fig. 6. The step responses of the load speed in the system with P-type (a) or PI-type (b) speed controller:
 1 - system without additional feedback loops,
 2 - system with additional ω_2 speed feedback,
 3 - system with additional m_s elastic torque feedback,
 4 - system with two additional feedback loops, $\omega_0=110$

zredukowanego i dobór parametrów układu regulacji z przedstawionych w rozdziale 2 zależności dla $\xi = \sqrt{2}/2$ umożliwiają uzyskanie przebiegów silnie tłumionych, ale o dość długim czasie regulacji (rys. 4). Skrócenie czasu regulacji można uzyskać wprowadzając obydwa dodatkowe sprzężenia zwrotne (rys. 5). Przedstawiono na nim także linią przerywaną przebiegi odtworzonych prędkości mechanizmu $\hat{\omega}_2$ z obserwatora zredukowanego oraz kąta skręcenia $\hat{\phi}$ z obserwatora momentu sprężystości.



Rys. 7. Przebiegi w układzie laboratoryjnym z dodatkowym sprzężeniem od prędkości ω_2 i z regulatorem prędkości typu P

Fig. 7. The time courses in the laboratory drive with elastic joints with additional load speed feedback; the P-type of speed controller is present

Porównanie właściwości dynamicznych napędu z połączeniem sprężystym dla różnych struktur układu regulacji i regulatorów prędkości typu P oraz PI przedstawiono na rys. 6. Przedstawiono na nim przebiegi prędkości mechanizmu ω_2 w odpowiedzi na skokowe zmiany prędkości zadanej i momentu obciążenia. Przebiegi te potwierdzają wnioski z rozważań analitycznych: najkrótszy czas regulacji uzyskuje się dla układu z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi (przebiegi nr 4).

Rysunek 7 przedstawia przebiegi otrzymane w laboratoryjnym mikroprocesorowo sterowanym układzie napędowym z połączeniem sprężystym, pracującym w układzie z dodatkowym sprzężeniem od prędkości mechanizmu ω_2 i z proporcjonalnym regulatorem prędkości. Otrzymano także w tym przypadku praktycznie przebiegi bezoscylacyjne.

4. PODSUMOWANIE

1. W przedstawionym w artykule układzie sterowania napędu z połączeniem sprężystym, z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi, można uzyskać krótszy czas regulacji aniżeli w znanych układach sterowania z pojedynczymi dodatkowymi sprzężeniami: od prędkości mechanizmu ω_2 lub od momentu w elemencie sprężystym m_s .
2. W praktycznych zastosowaniach sygnały dodatkowych sprzężeń zwrotnych nie są na ogół dostępne pomiarowo i należy korzystać z układów odtwarzania niedostępnych zmiennych stanu.
3. Z dwóch analizowanych układów sterowania z pojedynczym dodatkowym sprzężeniem zwrotnym krótszy czas regulacji, dla najczęściej spotykanego w rzeczywistych układach stosunku pulsacji Ω_e/Ω_f , otrzymuje się w układzie ze sprzężeniem od momentu sprężystości m_s .
4. Czas regulacji w układzie sterowania z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi nie może być dowolnie mały. W czasie badań stwierdzono niestabilności układu przy przyjęciu zbyt wysokiej wartości współczynnika ω_0 . Spowodowane to jest między innymi inercjami wnoszonymi przez obwód regulacji momentu silnika i układy odtwarzania prędkości ω_2 i momentu m_s . Wpływ tych inercji na dobór parametrów układu regulacji oraz na właściwości dynamiczne napędu z dwoma dodatkowymi sprzężeniami będzie przedmiotem dalszych badań.

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. *ZN Pol. Śląskiej "Elektryka"*, z. 129, Gliwice 1992.
3. Gierlotka K., Biskup T.: Application of the Load Speed Observer in the Control System of the Drive with Elastic Joint. *International Conference on Electrical Drives and Power Electronics*, vol. II, High Tatras 1994, pp. 459-464.
4. Hubinsky P., Jurišica I.: Reducing of Robot End Effector Residual Vibratotion by Means of Control Signal Shaping. *International Conference on Electrical Drives and Power Electronics*, vol. II, High Tatras 1994, pp. 465-470.
5. Ohmae T., Matsuda T, Kanno M., Saito K., Sukegawa T.: A microprocessor-based motor speed regulator using fast-response state observer for reduction of torsional vibration. *IEEE Transaction on Industry Application*, vol IA-23, No. 5, 1987, pp. 863-871.
6. Tomei P.: An observer for elastic joint robots. *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol.35, No 6, 1990, pp. 739-743.
7. Tondos M.: Zasady odtwarzania momentu obciążenia w napędach z połączeniami sprężystymi. *SPETO*, Wisła 1992, s. 309-316.

Recenzent: Dr hab. inż. Maciej Tondos

Wpłynęło do Redakcji dnia 20 czerwca 1995 r.

Abstract

Additional feedback loops are used in the control systems of the drive with elastic joint to obtain the strong vibrations damping. The control system with additional feedback of the torque in elastic joint is presented in the papers [1,5]. Papers [2] and [3] describe the control systems with additional feedback of the load speed behind elastic joint. It is possible to get strong vibrations damping in these both control systems, but the setting time, conditioned by parameters of the elastic system, may be to long.

The control system of drive with elastic joint, in which two additional feedback loops are used at the same time, is presented in the paper. Its functional diagram is presented in Fig. 1. The additional feedback of the load speed is connected to input of the speed controller. The signal of the second additional feedback, of the elastic torque, is subtracted from the speed controller output. Rayleigh's model of elastic system is used in the analysis of the control system. The closed loop transfer functions of the drive with elastic joint, and with two additional feedback loops, are given by equations (1) and (2).

Using method presented in paper [2], the parameters for the control system with P-type of the speed controller (Eq. 11-13) and for the control system with PI-type of the speed controller (Table 1), have been determined. A comparison of dynamical properties of the described control system with other control systems has been made in the paper (Fig. 6). The presented in the paper control system makes possibly to obtain any value of the damping coefficient and short setting time (independent of parameters of the mechanical system). The variables used in feedback loops may not be available directly (by measurement). In this case they have been computed using state observers (Fig. 2). The results of simulation tests (Fig. 3 - 5) and laboratory tests (Fig. 7) of the drive with elastic joint have been presented in this paper.