

Piotr ZALEŚNY

ZAKRES POPRAWNOŚCI STOSOWANIA UPROSZCZONEGO MODELU NAPĘDU Z POŁĄCZENIEM SPRĘŻYSTYM PRZY DOBORZE PARAMETRÓW UKŁADU REGULACJI

Streszczenie. W artykule, dla układu sterowania napędu z połączeniem sprężystym z dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi, określono zakres poprawności stosowania zależności na dobór parametrów obwodu regulacji prędkości uzyskanych na podstawie modelu uproszczonego - pomijającego inercję wewnętrznego obwodu regulacji momentu elektromagnetycznego silnika [3]. Drugi model napędu stosowany do wyznaczenia powyższych zależności, uwzględniający tę inercję, jest przedstawiony i porównany z modelem bezinercyjnym w publikacjach [5,6]. W artykule zamieszczono wyznaczone charakterystyki zależności współczynnika tłumienia drgań ξ od inercji wewnętrznego obwodu regulacji momentu elektromagnetycznego silnika - $\xi=f(\tau_\mu)$.

THE CORRECT RANGE OF APPLYING THE SIMPLIFIED MODEL OF THE ELASTIC JOINT DRIVE WHEN SELECTING THE CONTROL PARAMETERS

Summary. The paper describes the elastic joint drive with additional feedback. The range of correct application of the formulae for the selection of parameters of the speed control circuit has been determined basing on a simplified drive model. The simplification consists in neglecting the inertia of the inner electromagnetic torque control circuit of the motor [3]. The second model of the drive which takes into consideration the inertia of the control circuit is described and compared with the inertialess model in publications [5,6]. The paper presents the calculated characteristics of the dependence of the vibration damping coefficient ξ on the inertia of the electromagnetic torque inner control circuit - $\xi=f(\tau_\mu)$.

1. WPROWADZENIE

Modelowanie układu rzeczywistego jest zawsze problemem złożonym. Polega ono na przyjęciu założeń i określeniu uproszczonego modelu fizykalnego opisującego, ze względu na badane zjawiska, zachowanie się rozpatrywanego obiektu. Następnie formułowany jest opis matematyczny, obierany zbiór zmiennych i określane zależności matematyczne zachodzące między tymi zmiennymi. Dopuszczalność przeprowadzonych idealizacji ostatecznie zweryfikować może dopiero porównanie wyników obliczeń i symulacji z wynikami badań laboratoryjnych [4].

W syntezie układów regulacji napędów z elastycznymi więzami mechanicznymi szczególnie istotnym zagadnieniem jest wybór właściwego modelu napędu. Należy wybrać model, który wystarczająco dokładnie opisze obiekt i badane zjawisko, a jednocześnie zapewni moż-

liwie proste rozwiązanie. W artykule [6] przedstawiono model uwzględniający inercję wewnętrznego obwodu regulacji momentu elektromagnetycznego silnika i porównano z modelem: uproszczonym – pomijającym inercję, opisanym w publikacji [3].

Modele te posłużyły do doboru parametrów obwodu regulacji prędkości analizowanego napędu. Wyznaczone ogólne zależności na obliczanie wzmocnienia i stałej czasowej regulatora oraz wzmocnienia torów dodatkowych sprzężeń zwrotnych w obu przypadkach w różny sposób zdeterminowały własności dynamiczne napędu – ich porównanie zawarte jest w publikacjach [5,6]. Ogólne zależności na dobór parametrów obwodu regulacji prędkości analizowanego napędu wyznaczone na podstawie modelu bezinercyjnego są prostsze i wygodniejsze w użyciu, ale nie zapewniają odpowiednio dużego tłumienia, a tym samym poprawnej pracy napędu w szerokich granicach. Powstała zatem potrzeba określenia obszaru poprawności ich stosowania.

2. OKREŚLENIE ZAKRESU POPRAWNOŚCI STOSOWANIA BEZINERCYJNEGO MODELU NAPĘDU

Dobór układu regulacji napędu z połączeniem sprzężystym, według zależności podanych w [3], umożliwiła uzyskanie założonego tłumienia i krótkich czasów regulacji tylko wówczas, gdy rzeczywista inercja wnoszona przez wewnętrzny obwód regulacji momentu jest pomijalnie mała w porównaniu z okresem drgań własnych układu mechanicznego. W przeciwnym przypadku przebiegi czasowe wielkości regulowanych w zamkniętym układzie regulacji, przy doborze jego parametrów z zależności uproszczonych, mogą się charakteryzować tłumieniem znacznie mniejszym od założonego. Wyznaczenie maksymalnej wartości stałej czasowej zamkniętego obwodu regulacji momentu elektromagnetycznego silnika τ_μ przy której, dla układu regulacji dobranej bez jej uwzględnienia, nastąpi co najwyżej założone, maksymalnie dopuszczalne, zmniejszenie tłumienia, określi granice poprawności stosowania bezinercyjnego modelu napędu z połączeniem sprzężystym.

Należy więc przeprowadzić analizę układu opisanego transmitancją (7) podaną w artykule [6] uwzględniającą inercję obwodu regulacji momentu, przy parametrach układu regulacji prędkości dobranych z zależności uproszczonych [3] i wyznaczyć zależność współczynnika tłumienia drgań od stałej czasowej zamkniętego obwodu regulacji momentu $\xi=f(\tau_\mu)$.

2.1. Proporcjonalno-całkujący regulator prędkości

Transmitancja operatorowa zamkniętego obwodu regulacji prędkości napędu z proporcjonalno-całkującym regulatorem prędkości określona jest zależnością [6]:

$$G_{z\omega 2}(p) = \frac{\omega_2(p)}{\omega_z(p)} = \frac{k_{\omega 0}(1 + s\tau_{\omega 0})}{\tau_{m1}\tau_\mu\tau_{\omega 0}M(p)}, \quad (1)$$

gdzie:

$$M(p) = p^5 + p^4 \frac{1}{\tau_\mu} + p^3 \left(b + 1 + \frac{k_{\omega 0}}{\tau_{m1}\tau_\mu} \right) + p^2 \left(\frac{b+1}{\tau_\mu} + \frac{k_{\varphi 0}\tau_{m2}}{\tau_{m1}\tau_\mu} + \frac{k_{\omega 0}}{\tau_\mu\tau_{m1}\tau_{\omega 0}} \right) + p \frac{k_{\omega 0}}{\tau_\mu\tau_{m1}} (1 + k_{20}) + \frac{k_{\omega 0}}{\tau_\mu\tau_{\omega 0}\tau_{m1}} (1 + k_{20}). \quad (2)$$

$k_{20}, k_{\varphi 0}, k_{\omega 0}, \tau_{\omega 0}$ – podstawione do mianownika nastawy obwodu regulacji prędkości dobrze dla $\tau_{\mu}=0$ – zamieszczone zostały w publikacjach [3,5].

Wyznaczając pierwiastki wielomianu (1) przy zmieniającym się parametrze τ_{μ} uzyskuje się przedstawione na rysunku 1 przebiegi zależności $\xi=f(\tau_{\mu})$ - dla zastosowanych dwóch, oraz przy pojedynczych dodatkowych sprzężeniach zwrotnych. Badania przeprowadzono dla założonej wartości współczynnika tłumienia $\xi=\sqrt{2}/2$ oraz kilku wartości współczynnika rozłożenia masy b :

$$b = \frac{J_2}{J_1} = \frac{\tau_{m2}}{\tau_{m1}} = \frac{\Omega_e^2}{\Omega_f^2} - 1. \quad (3)$$

2.2. Proporcjonalny regulator prędkości

Postępując podobnie jak dla proporcjonalno-całkującego regulatora prędkości – otrzymujemy:

$$M(p) = p^4 + p^3 \frac{1}{\tau_{\mu}} + p^2 \left(b + 1 + \frac{k_{\omega 0}}{\tau_{m1} \tau_{\mu}} \right) + p \left(\frac{b(k_{\varphi 0} + 1) + 1}{\tau_{\mu}} \right) + \frac{k_{\omega 0}(1 + k_{20})}{\tau_{m1} \tau_{\mu}}. \quad (4)$$

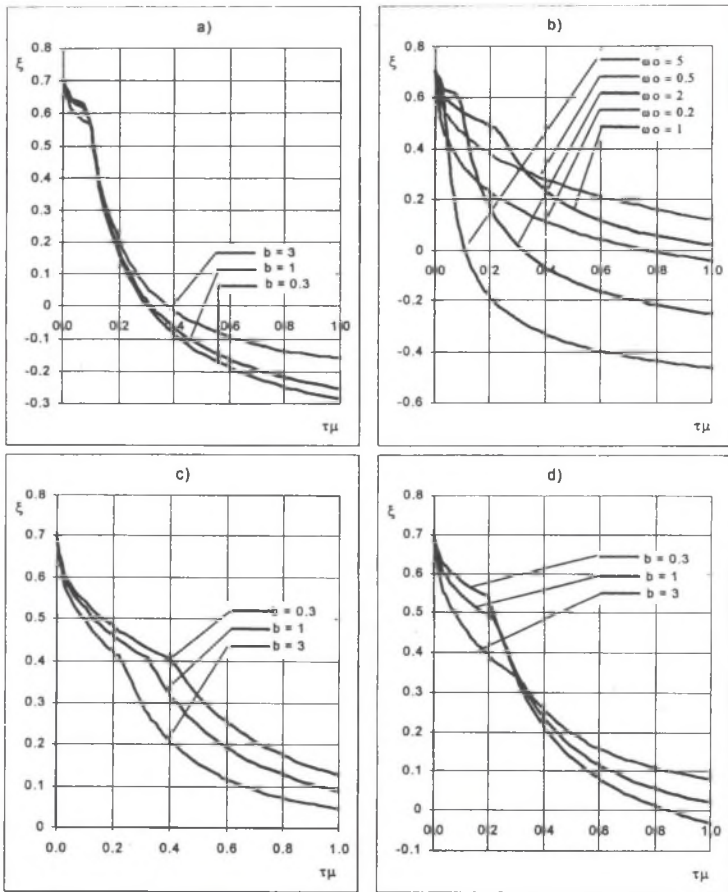
Wyznaczone charakterystyki $\xi=f(\tau_{\mu})$ dla regulatora prędkości typu P przedstawia rys. 2.

Badania przeprowadzono dla różnych struktur układu regulacji prędkości napędu z połączeniem sprzężystym. Przeanalizowano układ regulacji z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi oraz dwa rodzaje układu z pojedynczym dodatkowym sprzężeniem zwrotnym. Charakterystyki $\xi=f(\tau_{\mu})$ wyznaczono dla przyjętej do obliczeń nastaw regulatorów z zależności uproszczonych wartości współczynnika tłumienia $\xi_0=\sqrt{2}/2$ oraz różnych wartości współczynnika rozłożenia masy b , dla dwóch zastosowanych typów regulatora prędkości – PI (rys.1) oraz P (rys.2).

Przebadano również wpływ zadanej szybkości działania układu określonej wartością pulsacji ω_0 na szerokość strefy, w której można pominąć stałą czasową τ_{μ} przy obliczaniu nastaw regulatora prędkości (rys.1b i 2b).

3. PODSUMOWANIE

1. Zakładając dopuszczalny zakres zmian współczynnika tłumienia drgań ξ w stosunku do przyjętej do obliczeń wartości ξ_0 można na podstawie przedstawionych zależności i wykresów przedstawionych na rysunkach 1 oraz 2 wyznaczyć graniczną wartość stałej czasowej τ_{μ} zamkniętego obwodu regulacji momentu elektromagnetycznego silnika. Poniżej tej granicy wartość współczynnika tłumienia ξ nie maleje w porównaniu do założonej wartości ξ_0 bardziej niż jest to dopuszczalne, a nawet może nieco wzrosnąć (rys.2). Strefa ta stanowi przedział, w którym można pominąć inercję zamkniętego obwodu regulacji momentu silnika przy doborze parametrów układu regulacji i korzystać z uproszczonych zależności podanych w publikacji [3].
2. Szerokość strefy, w której przy doborze nastaw regulatorów można pominąć właściwości dynamiczne zamkniętego obwodu regulacji momentu elektromagnetycznego silnika, zależna jest od liczby dodatkowych sprzężeń zwrotnych, typu regulatora prędkości, parametrów układu mechanicznego wyrażonych współczynnikiem b , a w układzie z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi także od przyjętej do obliczeń nastaw regulatorów metodą uproszczoną wartości pulsacji ω_0 .

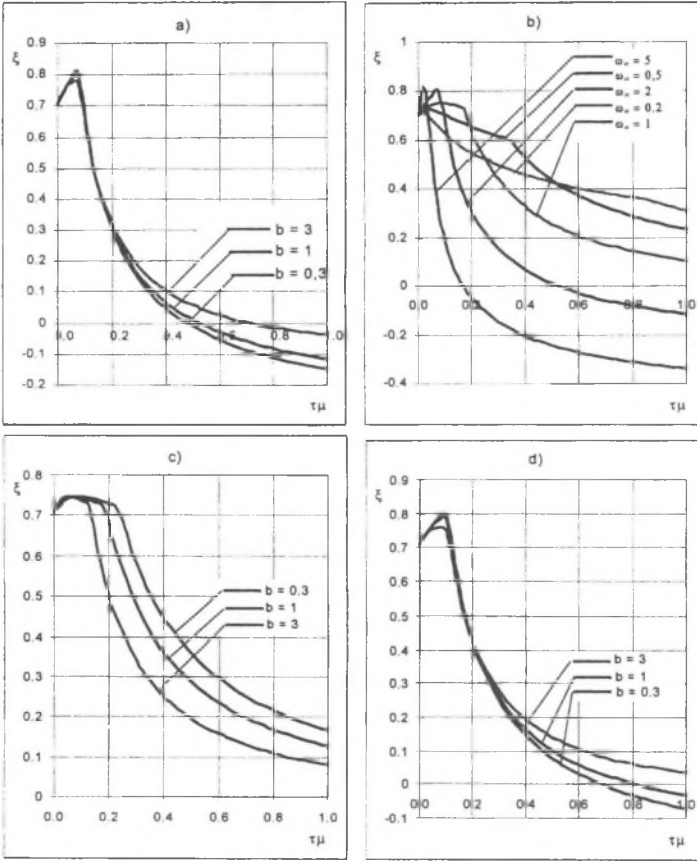


Rys. 1. Tłumienie drgań napędu w zależności od względnej wartości stałej czasowej obwodu regulacji momentu elektromagnetycznego silnika przy zastosowaniu zależności uproszczonych do wyznaczania parametrów regulatora prędkości typu PI:

- układ z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi dla kilku wartości b oraz $\omega_0=2$,
- układ z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi dla kilku wartości ω_0 oraz $b=1$,
- układ z pojedynczym dodatkowym sprzężeniem zwrotnym od prędkości ω_2 ,
- układ z pojedynczym dodatkowym sprzężeniem zwrotnym od momentu sprężystości m_s

Fig.1. Damping of the drive vibrations vs. the relative value of the time constant of the electromagnetic torque control circuit. The simplified relation for the calculation of PI-type speed controller has been used:

- the system with two additional feedback loops for several b values and $\omega_0=2$,
- the system with two additional feedback loops for several ω_0 values and $b=1$,
- the system with a single additional speed ω_2 feedback,
- the system with a single additional feedback from the elasticity moment m_s



Rys. 2. Tłumienie drgań napędu w zależności od względnej wartości stałej czasowej obwodu regulacji momentu elektromagnetycznego silnika przy zastosowaniu zależności uproszczonych do wyznaczania parametrów regulatora prędkości typu P:

- układ z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi dla kilku wartości b oraz $\omega_0 = 2$,
- układ z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi dla kilku wartości ω_0 oraz $b=1$,
- układ z pojedynczym dodatkowym sprzężeniem zwrotnym od prędkości ω_2 ,
- układ z jednym dodatkowym sprzężeniem zwrotnym od momentu sprężystości m_s

Fig.2. Damping of the drive vibrations vs. the relative value of the time constant of the electromagnetic torque control circuit. The simplified relation for the calculation of P-type speed controller has been used:

- the system with two additional feedback loops for several b values and $\omega_0=2$,
- the system with two additional feedback loops for several ω_0 values and $b=1$,
- the system with a single additional speed ω_2 feedback,
- the system with a single additional feedback from the elasticity moment m_s

3. Dla wartości τ_μ większych od granicznej wartości stałej czasowej zamkniętego układu regulacji momentu przy doborze parametrów nadrzędnego układu regulacji należy korzystać z zależności uwzględniających inercję τ_μ [5,6]. Jej pominięcie może doprowadzić do znacznego zmniejszenia uzyskiwanego współczynnika tłumienia drgań w stosunku do przyjętej do obliczeń wartości ξ_0 , a nawet do niestabilności układu ($\xi < 0$).

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, ser. Elektryka, z. 129, Gliwice 1992.
3. Gierlotka K., Zaleśny P.: Dodatkowe sprzężenia zwrotne w układach napędowych z połączeniem sprężystym. ZN Pol. Śląskiej, ser. Elektryka z. 147, Gliwice 1996.
4. Wojnarowski J, Gierlotka K.: O ewolucji sterowania w systemach maszyn roboczych. „Problemy Maszyn Roboczych” z. 10, Warszawa 1997.
5. Zaleśny P.: Układy napędowe z połączeniami sprężystymi o ulepszonych właściwościach dynamicznych. Rozprawa doktorska. Pol. Śląska, Gliwice 1998.
6. Zaleśny P., Gierlotka K.: Metoda obliczania parametrów układu regulacji napędu z połączeniem sprężystym z dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi. ZN Pol. Śląskiej, ser. Elektryka z.170, Gliwice 1999.

Recenzent: Dr hab.inż. Maciej TONDOS, prof. AGH

Wpłynęło do Redakcji 31maja 1999 r.

Abstract

The paper deals with the control systems of the elastic joint drive in which additional feedback loops in the speed control circuit are used. The characteristics determining the correct range of applying the formula for selecting the parameters of the speed control circuit are shown. This formula has been obtained on the basis of the simplified model, i.e. the model neglecting the inertia of the electromagnetic torque inner control circuit [3]. The selection of the control system for the elastic joint drive basing on the relations given in [3], makes possible the attainment of the required damping and short setting times, provided the real inertia produced by the inner torque control system is negligible compared with the free vibration period of the mechanical system. Otherwise, the time courses of the controlled quantities may be characterised by the much lower damping than required. The other drive model, the one taking the inertia into account, is presented and compared with inertialess model in publications [5,6]. The relations (1,2) describe the drive according to the inertial model, while the control system parameters are calculated with the help of simplified formulas, neglecting the inertia τ_μ of the torque control circuit. Having solved the above equations with respect to τ_μ , the characteristics of the damping of the drive vibrations vs. the inertia of the inner torque control system $\xi=f(\tau_\mu)$, shown in Figs.1 and 2, have been obtained. The maximum value of the time constant τ_μ , when the maximum allowable damping reduction occurs (the values taken from a control system selected without considering the time constant), defines the correct range of application of inertialess elastic joint drive model for the selection of speed control circuit parameters.