

Odporny regulator stanu dla napędu z połączeniem sprężystym

Streszczenie. W pracy przedstawiono regulator stanu pracujący w strukturze regulacji prędkości układu napędowego z połączeniem sprężystym odporny na zmiany momentu bezwładności maszyny roboczej. Współczynniki regulatora dobrano z wykorzystaniem metody optymalizacji numerycznej, w sposób zapewniający odporność na zmianę parametrów. Sygnały sprzężeń zwrotnych pochodzą z czujników pomiarowych oraz z symulatora momentu skrętnego. Przedstawiono wyniki badań symulacyjnych i eksperymentalnych opracowanej struktury sterowania.

Abstract. The paper presents a robust state controller operating in the speed control system of the drive system with an elastic connection. The controller was tuned using the numerical optimization method so that it was robust to changes in the mechanical time constant of the load machine. The feedback signals are provided by the speed sensors and simulator of the shaft torque. The results of simulation and experimental tests of the developed control structure are presented. (**Robust states controller for two mass system**).

Słowa kluczowe: układ dwumasowy, regulator stanu, regulator odporny.

Keywords: two-mass system, state controller, robust control.

Wstęp

Od obecnie stosowanych napędów wymaga się dużej dynamiki i precyzji działania [1]-[12]. Wymagania te powodują, że układy sterowania stosowane w tych napędach stają się coraz bardziej złożone. Wykorzystywane są coraz bardziej skomplikowane algorytmy sterowania, na co pozwala rozwój energoelektroniki i techniki mikroprocesorowej. Coraz częściej w nowoczesnych układach sterowania należy uwzględniać cechy i właściwości napędów, które pierwotnie traktowane były jako założenia upraszczające i pomijane podczas projektowania struktury sterowania. Jedną z takich cech jest elastyczność połączenia mechanicznego [8]-[16]. Klasycznym przykładem są układy, w których maszyny o dużych momentach bezwładności połączone są długim wałem. W stanach dynamicznych dochodzi w nich do sprężystego skrócenia wału, co oznacza, że położenia kątowe, a w konsekwencji prędkości silnika i maszyny roboczej są różne. Do takiej sytuacji może dojść na przykład w turbinach wiatrowych, maszynach walcowniczych, tkackich i papierniczych [8]-[16]. Ze względu na zwiększającą się dynamikę obecnie stosowanych układów napędowych skończona sztywność wału ujawnia się w kolejnych grupach napędów, takich jak napędy dysków twardych, dronów, pojazdów elektrycznych i robotów [8]-[16]. Pominięcie zagadnienia skończonej sztywności wału podczas projektowania struktury regulacji, może doprowadzić do ujawnienia się w układzie drgań skrętnych. Drgania te powodują dodatkowe obciążenie układu mechanicznego, pogorszenie precyzji regulacji prędkości/położenia i negatywnie wpływają na niezawodność systemu. By tego uniknąć, powstające w układzie drgania należy tłumić, przy jednoczesnym zachowaniu dużej dynamiki działania napędu. Oznacza to konieczność uwzględnienia skończonej sztywności wału podczas projektowania układu sterowania oraz zastosowania bardziej wyrafinowanych algorytmów [17]-[26]. Klasyczne rozwiązanie z kaskadową strukturą sterowania i regulatorem PI nie jest w tym przypadku wystarczająco skuteczne. Stosowane są inne struktury sterowania, takie jak układy z regulatorami PI i dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi, regulatory stanu [1],[10], ale także regulatory predykcyjne [11]-[14] oraz adaptacyjne [24]-[26].

Kolejnym zagadnieniem, które należy uwzględnić w układach sterowania jest zmienność parametrów. W napędach elektrycznych najczęściej dochodzi do zmiany momentu bezwładności maszyny roboczej, a w

konsekwencji zmiany mechanicznej stałej czasowej obciążenia. Projektując układ sterowania należy zapewnić odporność układu na te zmiany. Stosuje się do tego dwa podstawowe typy algorytmów: algorytmy adaptacyjne i algorytmy odporne. Algorytmy adaptacyjne na bieżąco przestrajają nastawy regulatorów [24]-[26] dostosowując się do zmieniających się warunków pracy. Stosowane są dwa podejścia: bezpośrednie i pośrednie sterowanie adaptacyjne. W jednym wykorzystuje się model odniesienia z założoną dynamiką działania. Na podstawie różnicy między wyjściem modelu odniesienia a układem rzeczywistym, z wykorzystaniem odpowiednich zależności, przestrajane są nastawy regulatora w strukturze sterowania. W drugim przypadku w układzie znajduje się estymator który identyfikuje bieżące wartości parametrów układu, na podstawie wyznaczonych wartości zmieniane są nastawy regulatora. Innym podejściem są regulatory odporne, które zapewniają niewrażliwość układu regulacji na zmiany parametrów w założonym zakresie [16]-[18]. Klasycznym przykładem jest tutaj sterowanie ślizgowe.

W pracy przedstawiono zagadnienia związane z projektowaniem regulatora odpornego dla układu napędowego z połączeniem sprężystym. Wykorzystano klasyczną strukturę regulatora stanu. Odporność układu na zmiany parametrów napędu uzyskano przez odpowiedni dobór współczynników regulatora. Zostały one dobrane za pomocą algorytmu wyszukiwania wzorca (Patternsearch). Właściwości układu sprawdzono w testach symulacyjnych i na stanowisku laboratoryjnym.

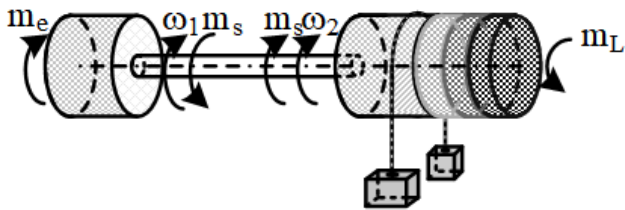
Model matematyczny układu

W przedstawionych badaniach wykorzystano model z tzw. bezinercyjnym połączeniem sprężystym. Zakłada on, że moment bezwładności elementu łączącego wirujące masy dodany jest po połowie do momentów bezwładności silnika i obciążenia. Schemat blokowy układu przedstawiono na rysunku 1, a model matematyczny opisany jest następującymi równaniami (1) [1]:

$$(1) \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \omega_1(t) \\ \omega_2(t) \\ m_s(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{1}{T_1} \\ 0 & 0 & \frac{1}{T_2} \\ \frac{1}{T_c} & -\frac{1}{T_c} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1(t) \\ \omega_2(t) \\ m_s(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{T_1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} [m_e] + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{T_2} \\ 0 \end{bmatrix} [m_L]$$

gdzie: ω_1 , ω_2 – prędkości silnika i maszyny roboczej, m_e , m_s , m_L – momenty: elektromagnetyczny, skrętny, obciążenia,

T_1, T_2 – mechaniczne stałe czasowe silnika i maszyny, T_c – stała czasowa elementu sprężystego.



Rys.1. Schemat układu dwumasowego

Struktura sterowania

W strukturze sterowania zastosowano regulator stanu z dodatkowym integratorem w torze głównym przesuniętym za węzeł sumujący w sposób umożliwiający ograniczenie sygnału sterującego (rys. 2). Założono, że wszystkie zmienne stanu są znane, przy czym informacja na temat aktualnej wartości momentu skrętnego pochodzi z symulatora przedstawionego na rysunku 3. Założono również, że pętla kształtowania momentu napędowego jest zoptymalizowana i posiada pomijalne opóźnienia. W klasycznym podejściu dobór parametrów układu odbywa się z wykorzystaniem metody rozłożenia biegunów równania charakterystycznego. W tym przypadku, za pomocą tej metody dobrano jedynie wzmocnienie w torze sprzężenia zwrotnego od prędkości silnika, ponieważ nie zależy ono od zmiennej wartości stałej czasowej T_2 . Zależność pozwalającą na wyznaczenie wartości tego wzmocnienia określa równanie (2):

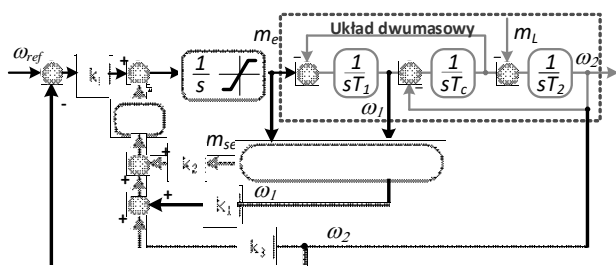
$$(2) \quad k_1 = 4T_1 \xi_r \omega_0$$

gdzie: ω_0 – pulsacja biegunów układu zamkniętego, ξ_r – współczynnik tłumienia.

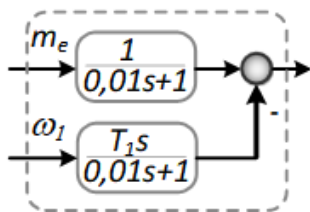
Podczas doboru nastaw regulatora odpornego założono żądane parametry układu zdefiniowane jako: $\xi_r = 1$ i $\omega_0 = 30$. Pozostałe nastawy układu regulacji (k_i , k_2 , k_3) zostały dobrane z wykorzystaniem algorytmu wyszukiwania wzorca (patternsearch), tak by przebiegi prędkości układu były zbliżone pomimo różnych wartości mechanicznej stałej czasowej maszyny roboczej. W tym celu w algorytmie przestrajania użyto następującej funkcji celu (3):

$$(3) \quad J = \sum_{i=1}^2 |\omega_{ref} - \omega_{iU1}| + \sum_{j=2}^3 \sum_{i=1}^2 |\omega_{iU1} - \omega_{iUj}|$$

gdzie: ω_{ref} – prędkość zadana, $\omega_{1U1/2U3}$, $\omega_{2U1/2U3}$ – prędkości silnika i maszyny roboczej, w przypadku: $U_1: T_2=0,285s$, $U_2: T_2=2,6T_{20}=0,739s$, $U_3: T_2=4,2T_{20}=1,193s$.



Rys.2. Schemat blokowy układu regulacji



Rys.3. Schemat blokowy symulatora momentu skrętnego

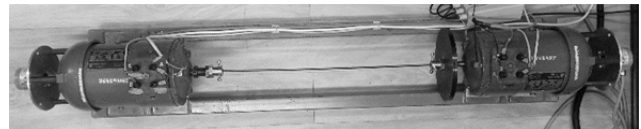
W efekcie pracy algorytmu wyszukiwania wzorca wyznaczono następujące wzmocnienia układu regulacji: $k_1=191$; $k_2=0,9688$; $k_3=8,75$.

Wyniki

Przedstawioną strukturę sterowania przebadano w warunkach symulacyjnych i eksperymentalnych dla różnych warunków pracy. W czasie badań laboratoryjnych wykorzystano zestaw dwóch silników prądu stałego o mocy 500W połączonych długim (600mm), elastycznym wałem. Silnik napędzający zasilano za pomocą mostka H. Do obu silników podłączone są enkodery inkrementalne o rozdzielczości 36000 pulsów. Zmianę mechanicznej stałej czasowej maszyny roboczej uzyskano poprzez dołączanie dodatkowych tarcz po stronie maszyny roboczej. W ten sposób uzyskano niemal 3 i 5-krotne jej zwiększenie względem wartości wyjściowej, która wynosiła $T_{20}=0,285s$. Zdjęcie stanowiska laboratoryjnego przedstawiono na rysunku 4.

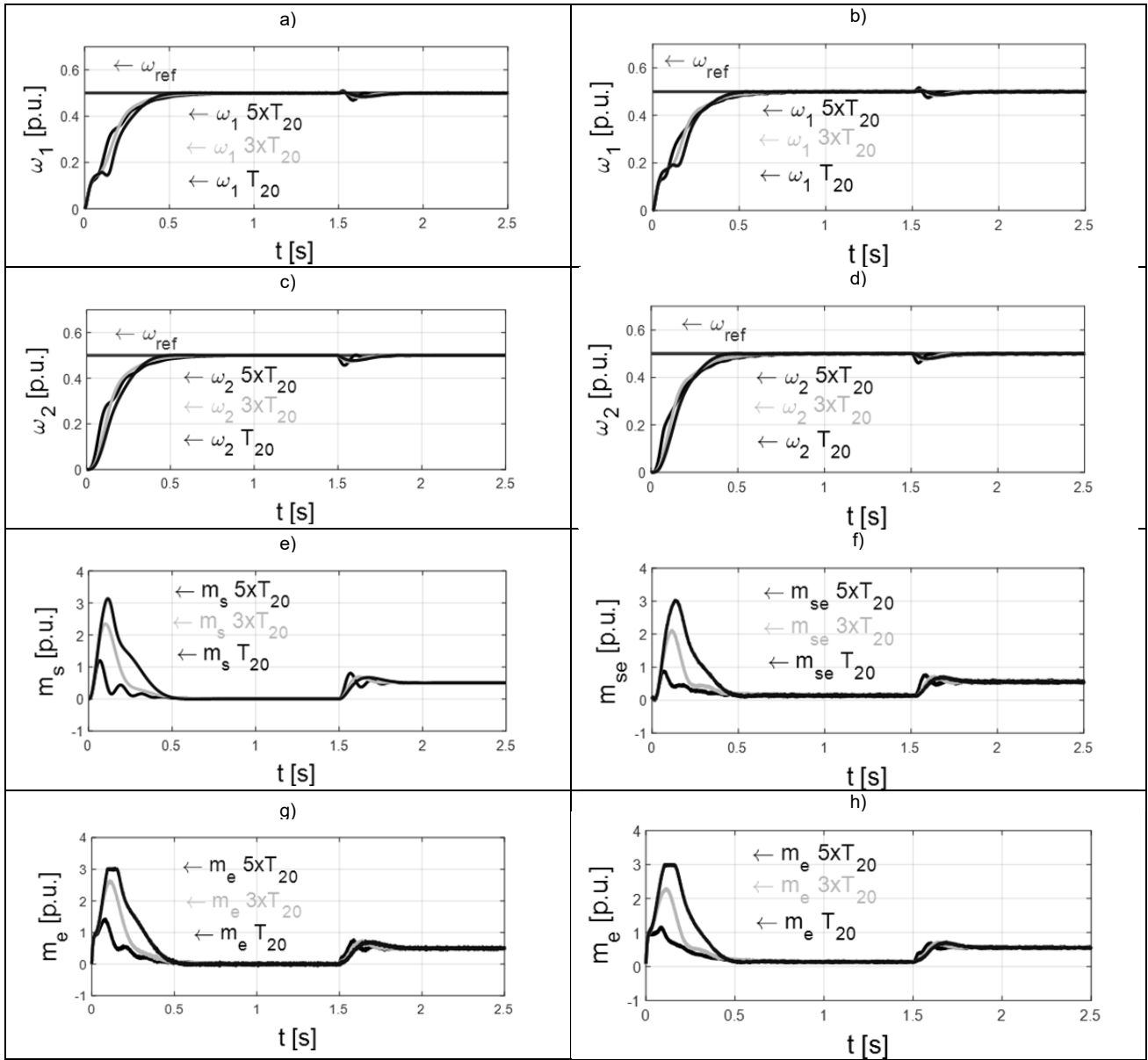
Badania przebiegały w następującej kolejności. Na początku dobrano parametry regulatora stanu w oparciu o przyjętą funkcję (3). Dobór parametrów wykonano w badaniach symulacyjnych. W kolejnym kroku przetestowano strukturę regulacji wymuszając skokową zmianę wartości prędkości zadanej od 0 do 0.5. Wartość tą wybrano w celu uniknięcia odgraniczenia maksymalnej wartości momentu napędowego. Po osiągnięciu prędkości zadanej do układu przyłożono obciążenie w chwili $t=1,5s$.

Na rysunku piątym przedstawiono zbiorcze przebiegi prędkości silnika (5a,b), maszyny roboczej (5c,d), momentu skrętnego (5e,f) i napędowego (5g,h) dla trzech wartości mechanicznej stałej czasowej zarejestrowane w badaniach symulacyjnych (5,a,c,e,g) i eksperymentalnych (5b,d,f,h). Na rysunku szóstym przedstawiono wybrane fragmenty przebiegów z rysunku piątego.

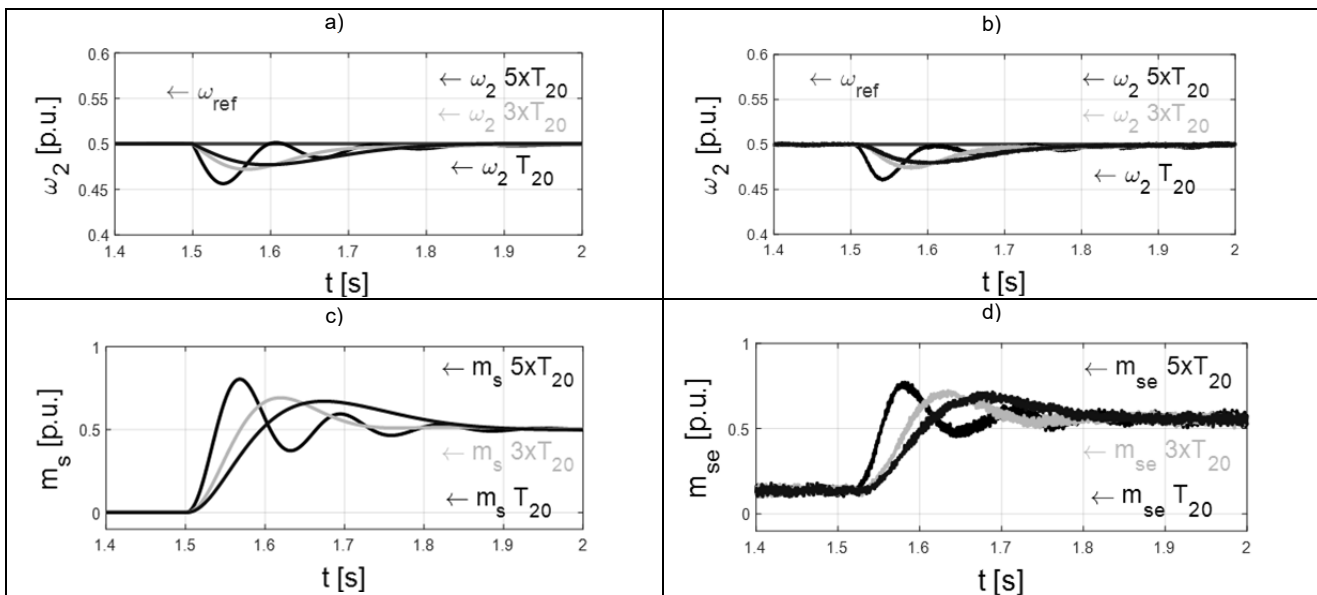


Rys. 4. Zdjęcie stanowiska laboratoryjnego

Na podstawie przedstawionych wyników badań można sformułować następujące wnioski. Zaproponowany odporny regulator stanu działa poprawnie. W sposób poprawny stabilizuje on wartości prędkości w przypadku zmiany sygnału referencyjnego i momentu obciążenia. Różnica w przebiegach pomiędzy prędkościami dla różnych wartości mechanicznej stałej czasowej jest niewielka, w porównaniu do przebiegów momentów napędowego i skrętnego. Wynika to z zastosowanej funkcji celu minimalizującej różnice pomiędzy prędkościami układu a nie momentami. W przebiegu prędkości silnika napędowego można zauważyć niewielkie fluktuacje które zapewnią gładki przebieg maszyny roboczej. Z tego powodu największą zgodność posiada przebieg prędkości obciążenia co jest zgodne z oczekiwaniami. W przypadku 5-krotnego zwiększenia wartości mechanicznej stałej czasowej, moment napędowy wchodzi na krótki czas w ograniczenie (rys. 5g,h); nie wpływa to jednak znacząco na przebiegi układu. Niewielkie oscylacje momentu skrętnego i napędowego występują dla najmniejszej badanej stałej czasowej T_2 . Nie przenoszą się one w sposób zauważalny na przebiegi prędkości układu ze względu na relatywnie duże stałe czasowe silnika i maszyny roboczej.



Rys. 5. Przebiegi prędkości silnika (a, b) i maszyny roboczej (c, d), momentów: skrętnych (e, f) i elektromagnetycznych (g, h) w układzie z odpornym regulatorem stanu podczas badań symulacyjnych (a, c, e, g) i eksperymentalnych (b, d, f, h) dla prędkości zadanej $\omega_{ref} = 0,5$



Rys. 6. Fragmenty przebiegów prędkości maszyny roboczej (a, b), oraz momentów skrętnych (c, d) dla badań symulacyjnych (a, c,) i eksperymentalnych (b, d,) dla zmiany momentu obciążenia

Na rysunku 6 przedstawiono fragmenty przebiegów prędkości obciążenia i momentów skrętnych uzyskanych w badaniach symulacyjnych i eksperymentalnych. Zostały one zamieszczone w celu pokazania zgodności pomiędzy wynikami badań symulacyjnych i eksperymentalnych. Z analizy zamieszczonych przebiegów można wnioskować o poprawności opracowanego modelu symulacyjnego. Przebiegi prędkości są bardzo zbliżone. Największe różnice są widoczne w przebiegach momentów skrętnych. W badaniach eksperymentalnych posiadają one wartość początkową co wynika z nieuwzględnionego w symulacjach momentu tarcia

Podsumowanie

W pracy przedstawiono zagadnienia związane ze sterowaniem układu napędowego z połączeniem sprzężystym o zmiennych parametrach. Do badań wybrano strukturę sterowania z regulatorem stanu. Odporność algorytmu sterowania na zmiany mechanicznej stałej czasowej uzyskano przez odpowiedni dobór parametrów regulatora stanu. Dobór ten przeprowadzono za pomocą metody wyszukiwania wzorca. Na podstawie przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski podsumowujące:

- Możliwym jest zaprojektowanie regulatora stanu będącego odpornym, w szerokim zakresie, na zmiany parametrów obiektu sterowania (w badanym przypadku mechanicznej stałej czasowej). Odporność uzyskuje się przez odpowiednie rozmieszczenie biegunów układu sterowania.
- Metoda wyszukiwania wzorca jest użyteczna w doborze odpornego regulatora stanu. W relatywnie krótkim czasie umożliwia ona selekcję parametrów regulatora.
- Ze względu na stałe parametry regulatora, w prosty sposób można udowodnić stabilność układu regulacji dla różnych parametrów układu.
- Zaprojektowana struktura sterowania posiada stałe współczynniki, wobec tego może być ona zaimplementowana na słabszym (tańszym) układzie mikroprocesorowym.
- Właściwości układu sprawdzono w szeregu badań symulacyjnych i eksperymentalnych.

W kolejnych badaniach planuje się zaprojektowanie struktury sterowania odpornej również na zmiany stałej czasowej sprzężystości. Kolejnym problemem badawczym będzie wyeliminowanie enkodera zamontowanego po stronie maszyny roboczej i zastąpienie go wybranym estymatorem zmiennych stanu.

Autorzy: dr inż. Karol Wróbel, E-mail: karol.wrobel@pwr.edu.pl, mgr inż. Kacper Śleszycki, E-mail: kacper.sleszycki@pwr.edu.pl Politechnika Wrocławska, Katedra Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych

LITERATURA

- [1] Szabat K., Orłowska-Kowalska T., Vibration Suppression in a Two-Mass Drive System Using PI Speed Controller and Additional Feedbacks—Comparative Study, *IEEE Trans. Ind. Electronics*, 54 (2007), nr 2, 1193-1206
- [2] Zawiślak R., Weryfikacja wrażliwości obserwatora zredukowanego z kompensacją nieliniowości na niedokładną identyfikację parametrów silnika bezszczotkowego, *Przegląd Elektrotechniczny*. 2018, R. 94, nr 5, s. 163-168.
- [3] Jastrzębski M., Zawiślak R. - Robustness of nonlinear, complex algorithms for controlling servo drives with permanent magnet motors to factors related to implementation in real systems, 2023, R. 99, nr 4, s. 63-70.
- [4] Szabat K., Wróbel K., Drózd K., Janiszewski D., Pajchrowski T., Wójcik A., A Fuzzy Unscented Kalman Filter in the Adaptive Control System of a Drive System with a Flexible Joint, *Energies*, 13.8 (2020), 2056.
- [5] S. Katsura and K. Ohnishi, Force Servoing by Flexible Manipulator Based on Resonance Ratio Control, in *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, . 54, no. 1, 539-547, Feb. 2007
- [6] Kabziński, J.; Mosiołek, P. Integrated, Multi-Approach, Adaptive Control of Two-Mass Drive with Nonlinear Damping and Stiffness. *Energies* 2021, 14, 5475.
- [7] Jastrzębski, M.; Kabziński, J.; Mosiołek, P. Finite-Time, Robust, and Adaptive Motion Control with State Constraints: Controller Derivation and Real Plant Experiments. *Energies* 2022, 15, 934.
- [8] Sakaino S., Kitamura T., Mizukami N., Tsuji T., High-Precision Control for Functional Electrical Stimulation Utilizing a High-Resolution Encoder, *IEEE Journal of Industry Applications* 2021, 10, 124-133.
- [9] S. Brock, D. Luczak, K. Nowopolski, T. Pajchrowski, K. Zawirski, "Two Approaches to Speed Control for Multi-Mass System with Variable Mechanical Parameters", *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 64, no. 4, Apr. 2016.
- [10] Nalepa, R.; Najdek, K.; Wróbel, K.; Szabat, K. Application of D-Decomposition Technique to Selection of Controller Parameters for a Two-Mass Drive System. *Energies* 2020, 13, 6614.
- [11] Serkies P.; Szabat K. Effective damping of the torsional vibrations of the drive system with an elastic joint based on the forced dynamic control algorithms. *Journal of Vibration and Control* 2019, 25, 2225-2236.
- [12] Cychowski M.T.; Szabat K. Efficient real-time model predictive control of the drive system with elastic transmission. *IET control theory & applications* 2010, 4, 37-49.
- [13] C. Wang, M. Yang, W. Zheng, J. Long and D. Xu, Vibration Suppression With Shaft Torque Limitation Using Explicit MPC-PI Switching Control in Elastic Drive Systems, in *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 62, no. 11, pp. 6855-6867, Nov. 2015,
- [14] M. Yang, C. Wang, D. Xu, W. Zheng and X. Lang, Shaft Torque Limiting Control Using Shaft Torque Compensator for Two-Inertia Elastic System With Backlash, in *IEEE/ASME Trans. on Mechatronics*, vol. 21, no. 6, pp. 2902-2911, 2016.
- [15] Szabat K., Serkies P., Cychowski M., Application of the MPC to the robust control of the two-mass drive system, *2011 IEEE International Symp. on Industrial Electronics*, 2011, 1901-1906
- [16] Kyslan, K.; Petro, V.; Bober, P.; Šlapák, V.; Durovský, F.; Dybkowski, M.; Hric, M. A Comparative Study and Optimization of Switching Functions for Sliding-Mode Observer in Sensorless Control of PMSM. *Energies* 2022, 15, 2689.
- [17] Orłowska-Kowalska T., Kaminski M., Szabat K., Implementation of a Sliding-Mode Controller With an Integral Function and Fuzzy Gain Value for the Electrical Drive With an Elastic Joint, *IEEE Trans. Industrial Electronics*, 57 (2010), no. 4, 1309-1317
- [18] Zaafouri Ch., Torchani B., Sellami A., Garcia G., Uncertain Saturated Discrete-Time Sliding Mode Control for A Wind Turbine Using A Two-Mass Model, *Asian Journal of Control*, 20 (2018), No. 2, 802-818
- [19] Woo TG., Kim BJ., Yoon YD., Mechanical resonance suppression method based on active disturbance rejection control in two-mass servo system, *Journal of Power Electronics*, 22 (2022), 1324-1333.
- [20] Huang Z., Wu R., Chen J., Xu X., Xie Y., Study of Torsional Vibration Bifurcation Characteristics of Direct-Drive Wind Turbine Shaft System, *Processes*, 10 (2022), nr 9, 1700
- [21] Wróbel, K.; Śleszycki, K.; Szabat, K.; Katsura, S. Application of Multilayer Observer for a Drive System with Flexibility. *Energies* 2021, 14, 8479.
- [22] K. Szabat, K. Wróbel. S. Katsura, Application of multilayer Kalman filter to a flexible drive system. *IEEE Journal of Industry Applications*. vol. 11, no. 3,483-493, 2022.
- [23] Derugo P., Szabat K., Adaptive neuro-fuzzy controller for nonlinear drive system., *Compel, COMPEL - The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering*, 34 (2015), No. 3, 792-807.
- [24] Zychlewicz, M.; Stanislawski, R.; Kaminski, M. Grey Wolf Optimizer in Design Process of the Recurrent Wavelet Neural Controller Applied for Two-Mass System. *Electronics* 2022, 11, 177.
- [25] Derugo, P.; Szabat, K.; Pajchrowski, T.; Zawirski, K. Fuzzy Adaptive Type II Controller for Two-Mass System. *Energies* 2022, 15, 419.
- [26] P. Serkies, A novel predictive fuzzy adaptive controller for a two-mass drive system - *Bulletin of the Polish Academy of Sciences: Technical Sciences*, 2018