

Estymacja stanu układu dwumasowego z wykorzystaniem obserwatora wielowarstwowego

Streszczenie. W referacie przedstawiono zagadnienia związane z tłumieniem drgań skrętnych w układzie dwumasowym. W celu efektywnego tłumienia oscylacji wybrano strukturę z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi. W celu jej implementacji konieczne jest zastosowanie wybranego estymatora zmiennych stanu. Problem estymacji komplikuje się w przypadku nieznanymi warunków początkowych obiektu, np. naciągniętego wału. W niniejszej pracy proponuje się zastosowanie obserwatora wielowarstwowego zapewniającego znaczne skrócenie czasu estymacji. Jego efektywność została potwierdzona przez szereg badań symulacyjnych i eksperymentalnych dla obiektu o parametrach zawartych w określonych granicach.

Abstract. The paper presents issues related to the damping of torsional vibrations in a dual mass system. In order to effectively dampen the oscillations, a structure with two additional feedbacks was chosen. In order to implement it, it is necessary to use the selected state variable estimator. The estimation problem becomes more complicated in the case of unknown initial conditions of the object, e.g. a stretched shaft. This paper proposes the use of a multilayer observer. Its effectiveness has been confirmed by a series of simulation and experimental tests for an object with parameters within certain limits. (**State estimation of two-mass system with the use of a multilayer observer**).

Słowa kluczowe: obserwator wielowarstwowy, układ dwumasowy, estymacja stanu, drgania skrętne.

Keywords: multilayer observer, two-mass system, state estimation, torsional vibration.

Wstęp

Ciągle rosnące potrzeby rynku powodują zwiększone wymagania wobec procesów technologicznych, które mają przebiegać coraz szybciej i z większą dokładnością [1]-[10]. Ze względu na to, że silniki elektryczne są podstawowym źródłem napędu w przemyśle, wymienione wcześniej wymagania przenoszą się na dążenie do zwiększenia dynamiki działania tychże napędów. W najprostszy sposób można to uzyskać poprzez zastosowanie większych współczynników układu regulacji. Należy nadmienić, że silniki z maszynami połączone są poprzez wały, przekładnie, układy pasowe, sprzęgła itp. Przy zwiększaniu dynamiki układu zwykle ujawnia się skończona sztywność tego połączenia. Początkowo problem ten obserwowany był w układach, w których pracowały maszyny o dużych momentach bezwładności, takich jak turbiny wiatrowe, walcownie, maszyny papiernicze i włókiennicze. Wraz ze wzrostem dynamiki stosowanych napędów zagadnienie elastyczności połączenia mechanicznego rozpoznano także w innych rodzajach napędów, również tych o mniejszej skali, takich jak maszyny CNC, roboty przemysłowe, napędy dysków twardych (HDD) oraz inne układy mechatroniczne. Nieuwzględnienie charakterystyki połączenia silnika i maszyny roboczej w układzie sterowania może powodować pojawienie się drgań skrętnych. Mogą one w znaczący sposób wpływać na pracę maszyny, przebieg procesu, jakość produktu, a w skrajnych przypadkach prowadzić do uszkodzenia układu [3]-[4].

Standardowy układ regulacji prędkości, zawierający regulator PI z podstawowym sprzężeniem od prędkości silnika, w ogólnym przypadku nie pozwala skutecznie tłumić drgań skrętnych [3]-[4]. Wynika to z tego, że zamknięta pętla sterowania z modelem układu dwumasowego opisana jest równaniem czwartego rzędu. Ponieważ regulator PI ma dwa współczynniki nie ma zatem możliwości niezależnego rozłożenia biegunów układu zamkniętego. Dla zapewnienia skutecznego tłumienia drgań skrętnych konieczne jest zastosowanie bardziej zaawansowanych struktur. Wyróżnić wśród nich można między innymi układy bazujące na regulacji liniowej. Zaliczyć do nich można struktury z dodatkowymi, jednym bądź więcej, sprzężeniami zwrotnymi od wybranych zmiennych stanu [3]-[4]. Należy zwrócić

uwagę, że dopiero dwa sprzężenia pozwalają na dowolne rozłożenie biegunów układu zamkniętego. Innym rozwiązaniem w tej grupie jest regulator stanu [5]. Umożliwia on, w liniowym zakresie pracy, uzyskanie przebiegów o założonych parametrach dynamicznych. Kolejnym rozwiązaniem zaliczanym do tej grupy są regulatory FDC (Force Dynamic Control), które umożliwiają dowolne rozmieszczenie biegunów oraz niwelują wpływ zmian momentu obciążenia [6].

Inne podejście stanowią układy bazujące na technice obserwatorów zakłóceń, które pozwalają skutecznie tłumić drgania. Jednakże w tym przypadku niezbędna jest znajomość zakłócenia [7]. Podejście to jest szczególnie popularne w krajach azjatyckich.

Stosowane są również, szczególnie w układach ze zmiennymi parametrami, bardziej zaawansowane metody sterowania. Odporną regulację układów z elastycznością połączenia mechanicznego zapewnia m.in. sterowanie ślizgowe, polecane jest szczególnie w układach z nieznanymi parametrami [8]-[9]. W grupie zaawansowanych metod wyróżnić można również bezpośrednie i pośrednie sterowanie adaptacyjne. W pierwszym przypadku sygnał sterujący generowany jest na podstawie porównania wyjścia układu z sygnałem referencyjnym, pochodzącym z modelu o określonej dynamice (MRAC – model reference adaptive control) [10]. W układach pośrednich stosuje się estymator, który wyznacza wartości zmiennych parametrów układu. Wartości te wykorzystywane są następnie do przestrojenia układu regulacji [11].

Dużą popularność zyskują również układy sterowania predykcyjnego, w tym układy ze skończonym i ciągłym zbiorem rozwiązań [12], [13]. Zapewniają one bardzo dobrą dynamikę, i umożliwiają uwzględnienie ograniczeń zmiennych stanu oraz sygnałów sterujących, są jednak złożone obliczeniowo.

Podkreślić należy, że wymienione powyżej układy sterowania, umożliwiające skuteczne tłumienie drgań skrętnych układu napędowego z połączeniem sprężystym, wymagają zwykle znajomości wszystkich zmiennych stanu oraz parametrów układu. Pomiar tych wartości zazwyczaj nie jest możliwy, konieczne jest zatem zastosowanie układów estymacji. Jednym ze stosowanych rozwiązań jest

symulator (disturbance observer), który posiada prostą strukturę, jednak jego odporność na zakłócenia jest niska [14]-[15]. Kolejnym algorytmem jest obserwator Luenbergera. Jest on powszechnie stosowany i relatywnie prosty. Jego współczynniki mogą być wyznaczone z użyciem metod analitycznych, pozwalających na rozłożenie biegunów układu zamkniętego w określonych pozycjach, ale odporność tego układu na zmiany parametrów i szumy pomiarowe jest ograniczona [16]. Bardziej zaawansowanym algorytmem, rekomendowanym szczególnie do układów, w których występują szumy, jest filtr Kalmana [17]. Jest on jednak bardziej złożony obliczeniowo, a dobór jego parametrów jest bardziej skomplikowany i zwykle opiera się na metodach heurystycznych. Mniej popularnymi estymatorami, w zastosowaniu do układów uwzględniających elastyczność połączenia mechanicznego są estymator ślizgowy i MHE (Moving Horizon Estimator) [18]. Wspomnieć należy również o układach wykorzystujących sztuczną inteligencję, w tym sztuczne sieci neuronowe i logikę rozmytą [19], oraz o układach hybrydowych, w których klasyczne algorytmy wspierane są przez techniki sztucznej inteligencji [20].

Należy dodać, że przyjęte w algorytmach estymacji warunki początkowe mogą znacząco wpływać na właściwości układu. Niewłaściwe oszacowanie warunków początkowych, np. momentu skrętnego, czy też stałej czasowej po stronie obciążenia, może powodować powstanie dodatkowych drgań. Można tego uniknąć lub zminimalizować negatywny wpływ tego zjawiska, dzięki przyspieszeniu procesu estymacji. Jednym z rozwiązań pozwalających uzyskać taki efekt jest estymator wielowarstwowy.

Praca przedstawia zastosowanie estymatora wielowarstwowego do układów z połączeniem sprężystym o nieznanych warunkach początkowych. Po wstępie przedstawiono model matematyczny układu dwumasowego, omówiono strukturę regulacji oraz ideę obserwatora wielowarstwowego. Następnie przedstawiono wyniki przeprowadzonych badań i podsumowanie.

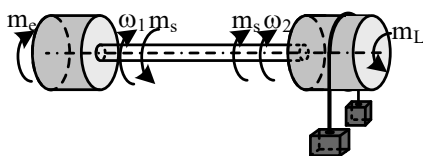
Model matematyczny układu

W badaniach zastosowano model układu dwumasowego z bezinercyjnym połączeniem sprężystym, który opisany jest następującymi równaniami stanu [3]:

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

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.

Schemat układu przedstawiono na rysunku 1. Niezerowe warunki początkowe, które są rozpatrywane w tej pracy wynikają z niewyważonych mas związanych z maszyną roboczą (np. winda z nieznaną ilością ludzi).



Rys.1. Schemat układu dwumasowego

Struktura sterowania

W układzie sterowania zastosowano regulator PI z dodatkowym sprzężeniem zwrotnym od momentu skrętnego, sygnał sprzężenia zwrotnego dla regulatora prędkości jest sumą estymaty prędkości silnika oraz obciążenia. Schemat blokowy układu przedstawiono na rysunku 2. Transmitancja regulatora ma postać (6). Współczynniki układu regulacji wyznaczone z wykorzystaniem metody rozmieszczenia biegunów równania charakterystycznego, zgodnie z równaniami (3)-(6) [3].

$$(2) \quad k_i = \omega_0^4 T_1 T_2 T_c$$

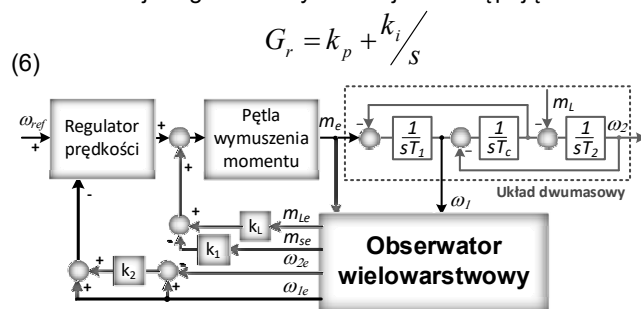
$$(3) \quad k_p = 4 \xi_r \omega_0^3 T_1 T_2 T_c$$

$$(4) \quad k_2 = (\omega_0^2 T_2 T_c)^{-1} - 1$$

$$(5) \quad k_1 = T_1 T_2^{-1} (4 \xi_r^2 - k_2) (1 + k_2)^{-1} - 1$$

gdzie: ω_0 – pulsacja rezonansowa układu, ξ_r – współczynnik tłumienia, k_i, k_p, k_1, k_2 – wzmacnienia regulatora i w torach sprzężeń zwrotnych.

Transmitancja regulatora wyrażona jest następująco:



Rys.2. Schemat blokowy układu regulacji

W celu poprawy właściwości układu przy zmianach momentu obciążenia stosuje się dodatkowe sprzężenie zwrotne od tej zmiennej (o wzmacnieniu k_L). Przedstawiona struktura wymaga estymacji prędkości maszyny, momentu skrętnego i obciążenia (prędkość silnika jest mierzona).

Klasyczny obserwator Luenbergera

Obserwator Luenbergera opisany jest równaniami

$$(7) \quad \begin{aligned} \frac{d}{dt} \hat{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A} \hat{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{B} \mathbf{u}(t) + \mathbf{K} [\mathbf{y}(t) - \hat{\mathbf{y}}(t)] \\ \hat{\mathbf{y}}(t) &= \mathbf{C} \hat{\mathbf{x}}(t) \end{aligned}$$

W rozpatrywanym przypadku wektor stanu rozszerzony jest o moment obciążenia:

$$(8) \quad \mathbf{x} = [\omega_1 \quad \omega_2 \quad m_s \quad m_L]^T$$

Moment elektromagnetyczny i prędkość silnika są odpowiednio wielkościami wejściowymi i wyjściowymi układu.

$$(9) \quad \mathbf{u} = m_e, \quad \mathbf{y} = \omega_1$$

Macierze stanu, sterowania i wyjść obserwatora są zdefiniowane zgodnie z:

$$(10) \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{1}{T_1} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{T_2} & -\frac{1}{T_2} \\ \frac{1}{T_c} & -\frac{1}{T_c} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{1}{T_1} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}^T$$

Macierz \mathbf{K} jest opisana następująco [3]:

$$(11) \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} \frac{q_1}{T_1} & \frac{q_3}{T_2} & \frac{q_2}{T_c} & q_4 \end{bmatrix}$$

Wzmocnienia obserwatora wyznaczone są z wykorzystaniem równań (12)-(15) (traktując obserwator jak zamknięty układ regulacji i wyznaczając jego bieguny z porównania z wielomianem o żądanej dynamice):

$$(12) \quad q_1 = 4apT_1,$$

$$(13) \quad q_2 = \frac{T_1}{T_2} + 1 - T_1T_c(4a^2 + 2)p^2,$$

$$(14) \quad q_3 = 4apT_1(T_cT_2p^2 - 1),$$

$$(15) \quad q_4 = -T_1T_2T_cp^4$$

gdzie: p jest częstotliwością rezonansową układu zamkniętego, a jest współczynnikiem tłumienia.

Powyższe równania pozwalają na dowolne rozłożenie biegunów. Należy podkreślić, że w klasycznym obserwatorze Luenbergera niewłaściwe założenia co do warunków początkowych, mogą powodować niepoprawne działanie estymatora, w pierwszych chwilach jego funkcjonowania po zmianie tych warunków, a w konsekwencji niewłaściwe działanie układu sterowania.

Obserwator wielowarstwowy

W pracy do estymacji zmiennych stanu proponuje się zastosowanie obserwatora wielowarstwowego, który pozwala na przyspieszenie procesu estymacji, szczególnie w przypadku, gdy nie są znane warunki początkowe systemu [21]-[22]. Obserwator taki składa się z dwóch warstw. W pierwszej warstwie umieszczona jest pewna ilość estymatorów (zwykle dwa lub trzy). W rozpatrywanym przypadku są to trzy obserwatory Luenbergera o różnych warunkach początkowych. Należy zaznaczyć możliwość zmiany warunków w obserwatorach nie tylko na początku ale i w czasie pracy układu. W drugiej warstwie, na podstawie błędu estymacji prędkości silnika (różnicy między prędkością zmierzoną a wartością wyznaczoną przez określony estymator), obliczane są współczynniki wagowe dla poszczególnych estymatorów (16). Współczynniki te są normalizowane (17), tak by suma znormalizowanych współczynników wagowych wszystkich obserwatorów wynosiła jeden (18) co ułatwi analizę właściwości układu. Na podstawie współczynników wagowych oraz sygnałów wyjściowych z poszczególnych estymatorów z pierwszej warstwy, wyznaczany jest wyjściowy sygnał obserwatora wielowarstwowego (19). Na rysunku 3 przedstawiono schemat blokowy obserwatora wielowarstwowego.

$$(16) \quad \alpha^i = \gamma \left(\int |\omega_1 - \omega_{1e}^i| \right)^{-1}$$

$$(17) \quad \alpha_i = \frac{\alpha^i}{\sum_{i=1}^n \alpha^i}$$

$$(18) \quad \alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n = 1$$

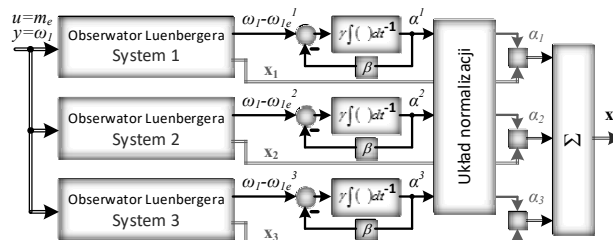
$$(19) \quad \mathbf{X} = \alpha_1 \mathbf{X}_1 + \alpha_2 \mathbf{X}_2 + \dots + \alpha_n \mathbf{X}_n$$

gdzie γ – współczynnik uczenia, ω_1 – zmierzona prędkość silnika, ω_{1e}^i – prędkość silnika wyznaczona przez i -ty estymator, α^i , α_i – współczynnik wagowy i -tego estymatora przed i po normalizacji, \mathbf{x}_i – sygnał wyjściowy i -tego estymatora, \mathbf{x} – sygnał wyjściowy estymatora wielowarstwowego.

Podkreślić należy, że im mniejszy jest błąd estymacji danego obserwatora, tym większy jest jego współczynnik wagowy po normalizacji, a tym samym większy udział jego estymaty w sygnale wyjściowym układu wielowarstwowego. Współczynnik α^i (16) można zmodyfikować, poprzez zastosowanie współczynnika zapominania β , tak by ograniczyć narost tego współczynnika w skończonym czasie (20).

$$(20) \quad \alpha^i(k+1) = \gamma \left(\int |\omega_1^i - \omega_{1e}^i| \right)^{-1} - \beta \alpha^i(k)$$

gdzie β – współczynnik zapominania.

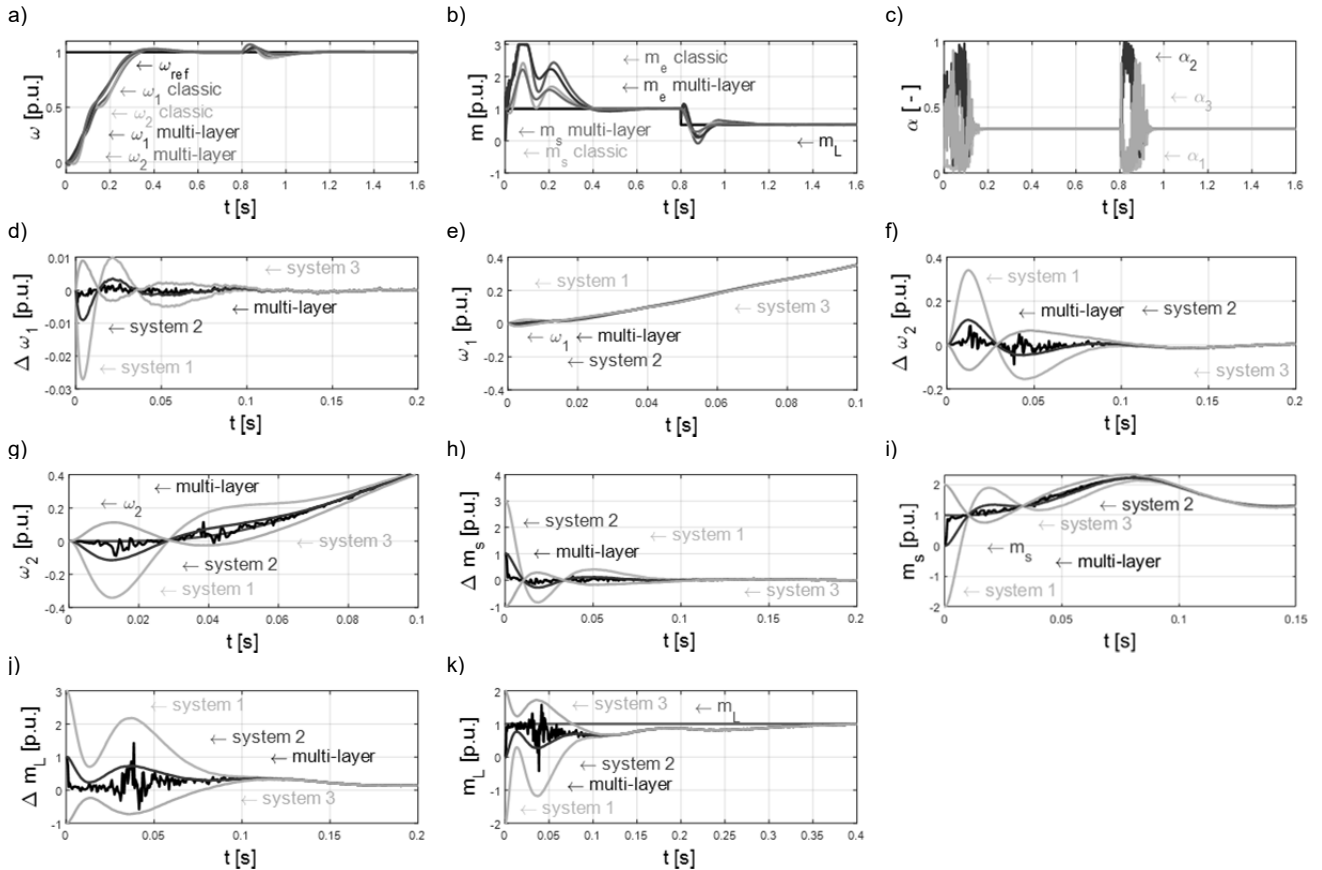


Rys.3. Schemat blokowy obserwatora wielowarstwowego

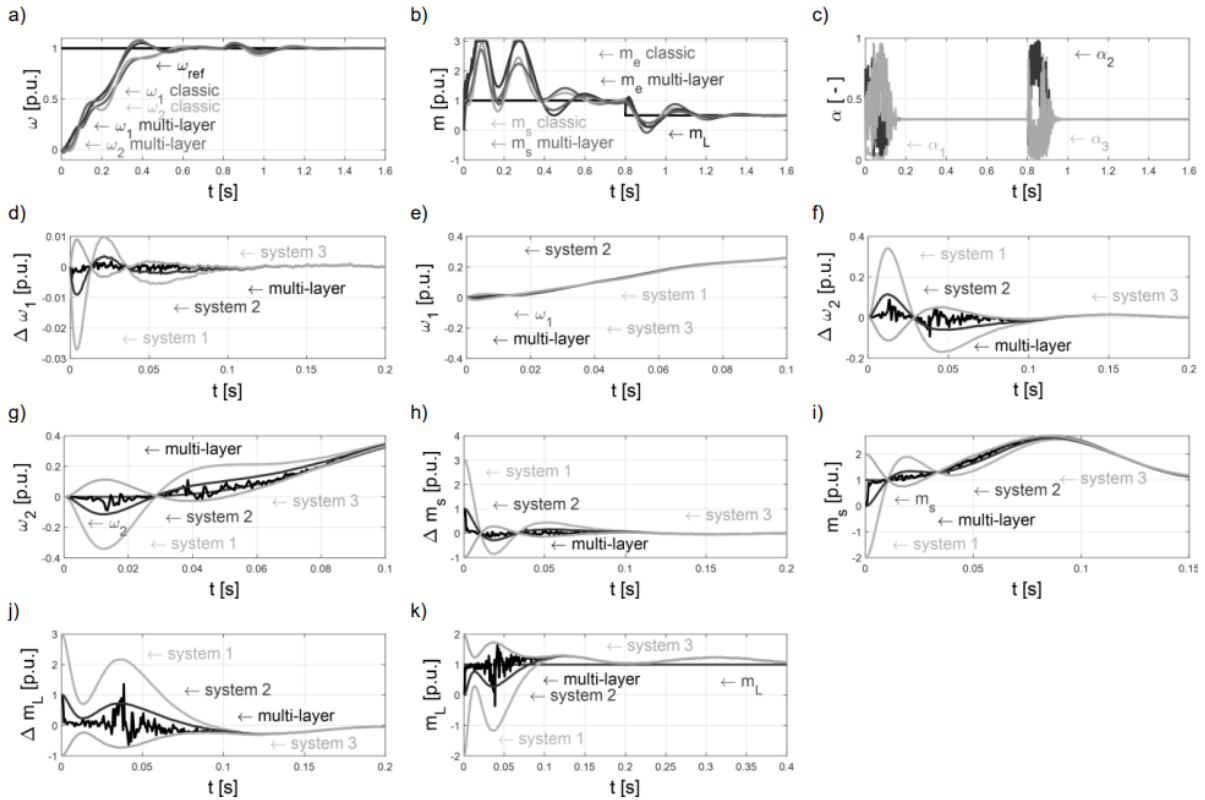
Wyniki

W celu zaprezentowania właściwości obserwatora wielowarstwowego, przeprowadzono badania symulacyjne i eksperymentalne. W pierwszej warstwie obserwatora wykorzystano trzy niezależne obserwatory Luenbergera, które różnią się między sobą jedynie przyjętymi warunkami początkowymi. Wynoszą one odpowiednio w poszczególnych obserwatorach $m_s=m_L=-2$ (w systemie 1), $m_s=m_L=0$ (w systemie 2) i $m_s=m_L=2$ (w systemie 3). Założone parametry projektowe zamkniętego układu regulacji to $\omega_0=25s^{-1}$ i $\xi=0.7$. W modelu układu dwumasowego przyjęto następujące warunki początkowe $m_s=m_L=1$. Warunki początkowe w obserwatorach w pierwszej warstwie układu wielowarstwowego zostały dobrane w ten sposób, by oczekiwana warunki początkowe układu dwumasowego znajdowała się pomiędzy tymi przyjętymi w układzie wielowarstwowym. Podczas badań symulacyjnych rozpatrywane były dwa przypadki. W pierwszym przyjęto, że stała czasowa maszyny roboczej T_2 , wykorzystana w modelu układu dwumasowego wynosi 0,75 wartości znamionowej (w obserwatorach przyjęta jest wartość znamionowa). W drugim przypadku wartość stałej czasowej w modelu została zmieniona na 1,25 wartości znamionowej. Tak przyjęte wartości mają pokazać odporność prezentowanej struktury na zmiany parametrów układu. Ponadto w układzie sterowania moment elektromagnetyczny ograniczony został do wartości ± 3 . Należy również dodać, że współczynniki struktury regulacji zostały dobrane z wykorzystaniem równań (2)-(6), przy założeniu znamionowych wartości układu. Wyniki uzyskane w układzie z obserwatorem wielowarstwowym porównano z wynikami uzyskanymi w układzie z klasycznym obserwatorem Luenbergera (z warunkami początkowymi $m_s=m_L=0$). Wyniki badań przedstawiono odpowiednio na rysunkach 4 i 5.

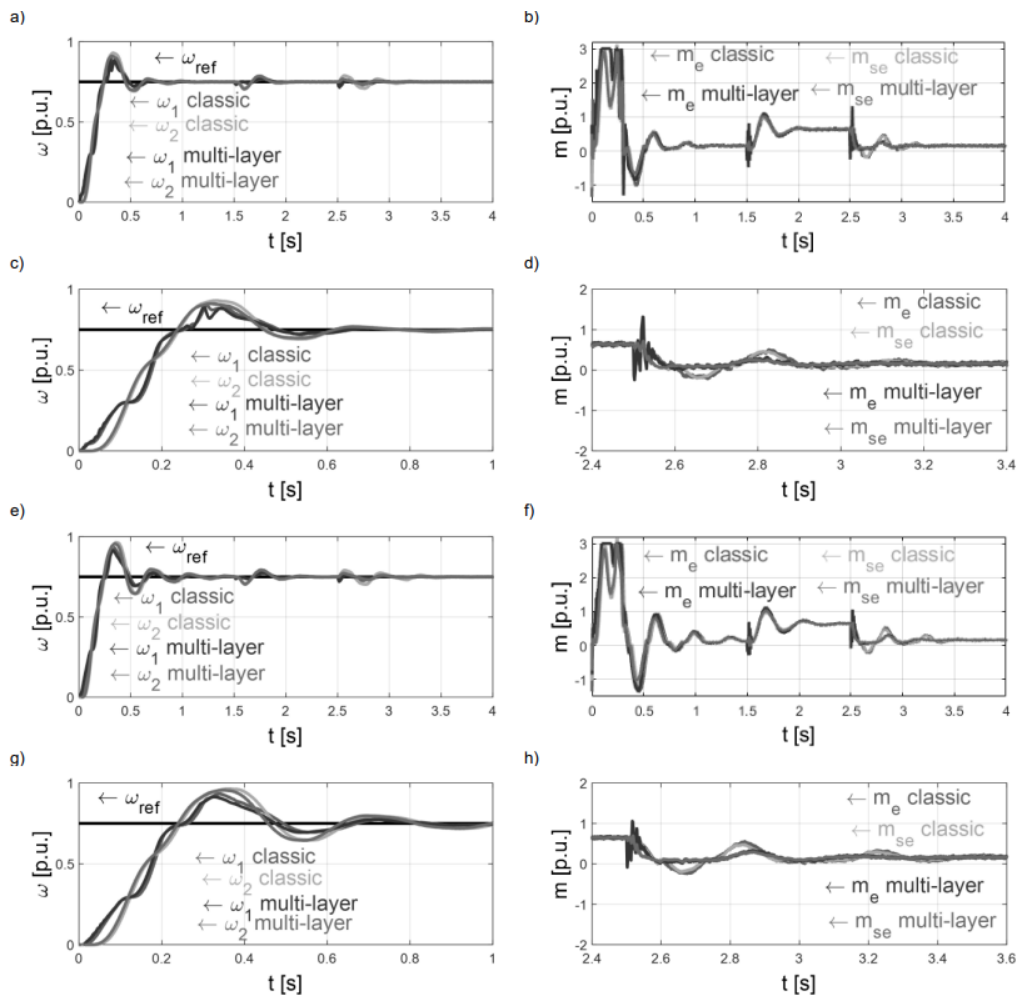
Wyniki przedstawione na rysunkach 4 i 5 pokazują, że układ z obserwatorem wielowarstwowym działa poprawnie niezależnie od zmian stałej czasowej T_2 w modelu układu dwumasowego. Układ regulacji nieco gorzej reaguje na zwiększenie stałej czasowej, co widać na przebiegach prędkości (Rys. 4a, 5a) i momentów (Rys. 4b, 5b).



Rys.4. Przebiegi dla obserwatora klasycznego i wielowarstwowego: prędkości silnika i maszyny (a), momentów elektromagnetycznych, skrętnych i obciążenia (b), współczynników wagowych α_i (c), a także powiększenia przebiegów: prędkości silnika (e) i maszyny (g), momentów skrętnych (i) i obciążenia (k), błędów estymacji: prędkości silnika (d) i maszyny roboczej (f), momentów skrętnych (h) oraz momentów obciążenia (j) – przypadek 1



Rys.5. Przebiegi dla obserwatora klasycznego i wielowarstwowego: prędkości silnika i maszyny (a), momentów elektromagnetycznych, skrętnych i obciążenia (b), współczynników wagowych α_i (c), a także powiększenia przebiegów: prędkości silnika (e) i maszyny (g), momentów skrętnych (i) i obciążenia (k), błędów estymacji: prędkości silnika (d) i maszyny roboczej (f), momentów skrętnych (h) oraz momentów obciążenia (j) – przypadek 2



Rys.6. Przebiegi układu dla obserwatora klasycznego i wielowarstwowego: prędkości silnika i maszyny dla poprawnie zidentyfikowanej stałej czasowej maszyny roboczej T_2 (a), (c) dla niedokładnie zidentyfikowanej wartości parametru T_2 (e), (g), momentów elektromagnetycznych i estymowanych skrętnych dla poprawnie zidentyfikowanej stałej czasowej maszyny roboczej T_2 (b), (d) dla niedokładnie zidentyfikowanej wartości parametru T_2 (f), (h)

Natomiast obserwator wielowarstwowy w obu przypadkach działa w zbliżony sposób, poprawnie estymując zarówno prędkość silnika (Rys. 4e, 5e), jak i maszyny roboczej (Rys. 4g, 5g) - na rysunkach kolorem różowym oznaczone są sygnały wyjściowe modelu układu dwumasowego. Ze względu na niepoprawną wartość stałej czasowej T_2 , w przebiegach wyjściowych (prędkości maszyny (Rys. 4g, 5g) oraz momentów skrętnego (Rys. 4i, 5i) i obciążenia (Rys. 4k, 5k)) obserwatora wielowarstwowego pojawiają się nieznaczne oscylacje.

Podkreślić należy, że w obu przypadkach uzyskane przez układ wielowarstwowy błędy estymacji są na podobnym, niskim poziomie. Porównując przebiegi dla poszczególnych obserwatorów umieszczonych w pierwszej warstwie proponowanej struktury, największe błędy estymacji występują w systemie 1. Wynika to z tego, że jego warunki początkowe położone są najdalej od tych, które występują w modelu układu dwumasowego, czyli oszacowane są z największym błędem. Na rysunkach 4 (a, b) i 5 (a, b) można zauważyć również, że układ z obserwatorem wielowarstwowym jest zdecydowanie bardziej odporny na zmiany stałej czasowej obciążenia w porównaniu z klasycznym rozwiązaniem, szczególnie w przypadku zwiększenia jej wartości.

Następnie układ poddano testom na stanowisku badawczym, składającym się z dwóch silników prądu stałego (każdy o mocy 500W), połączonych długim (600mm) wałem. Silnik napędowy zasilany jest poprzez

mostek H. Oba silniki połączone są z enkoderami inkrementalnymi o rozdzielczości 36000 pulsów na obrót. W prezentowanej strukturze enkoder po stronie maszyny obciążającej wykorzystywany jest jedynie do sprawdzenia procesu estymacji. Zastosowano strukturę sterowania o takich samych wartościach parametrów jak w przypadku badań symulacyjnych. Ze względu na brak możliwości stworzenia niezerowych warunków początkowych na stanowisku badawczym w algorytmie klasycznego obserwatora przyjęto $m_s=m_L=-1$, natomiast w algorytmie multiobserwatora w systemie 1 $m_s=m_L=2$, w systemie 2: $m_s=m_L=-1$ i w systemie 3: $m_s=m_L=-2$. Eksperyment przeprowadzono dla poprawnie zidentyfikowanej wartości stałej czasowej maszyny roboczej T_2 i dla przypadku, w którym faktyczna wartość tego parametru była 25% większa niż wartość wykorzystana w układach estymacji i sterowania. Wyniki badań przedstawiono na rysunku 6. Przebiegi, zarówno prędkości (rysunek 6 a) jak i momentów (rysunek 6 b), uzyskane na stanowisku eksperymentalnym potwierdzają badania symulacyjne, w obu przypadkach struktura z multiobserwatorem cechuje się występowaniem mniejszych oscylacji zmiennych stanu niż struktura z obserwatorem klasycznym. Efekt jest szczególnie widoczny podczas reakcji obu struktur na zmiany momentu obciążenia.

Podsumowanie

W pracy zaprezentowano estymator wielowarstwowy, oparty na klasycznym algorytmie obserwatora Luenbergera. Estymator ten pracuje w strukturze regulacji układu napędowego z połączeniem sprężystym, wykorzystującej dodatkowe sprzężenia zwrotne. Obserwator wielowarstwowy jest rekomendowany szczególnie do układów o nieznanymi warunkach początkowych. W pierwszej warstwie przedstawionej struktury pracują trzy niezależne obserwatory Luenbergera o różnych warunkach początkowych. Należy je dobrać tak, by przewidywana wartość w rzeczywistym układzie znajdowała się w przedziale utworzonym przez te warunki. Nie trzeba więc szacować konkretnych warunków początkowych, a przewidywany zakres w jakim mogą się one zmieniać. Takie podejście pozwala przyspieszyć proces estymacji szczególnie w stanach przejściowych (rozruch, nawrót, zmiana momentu obciążenia), a tym samym poprawić jakość działania napędu, szczególnie w pierwszej fazie jego pracy. Zalety zastosowania multiobserwatora zostały potwierdzone przez porównawcze badania symulacyjne i eksperymentalne. Na ich podstawie można stwierdzić, że zastosowanie obserwatora wielowarstwowego poprawia działanie układu regulacji również w przypadku błędnego oszacowania parametrów układu (w rozpatrywanym przypadku była to wartość stałej czasowej maszyny roboczej T_2). Prezentowana struktura jest również bardziej odporna na wpływ zakłóceń, jest to szczególnie widoczne na przebiegach prędkości i momentów przedstawionych na rysunku 6, po zmianie (zmniejszeniu) momentu obciążenia.

LITERATURA

- [1] Kyslan, K.; Petro, V.; Bober, P.; Šlapák, V.; Ďurovský, 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.
- [2] Żychlewicz M. Derugo P. Zastosowanie sterowania z modelem wewnętrznym opartego o sieci neuronowe dla napędu z elastycznym sprzężeniem. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2018, R. 94, nr 5, s. 163-168.
- [3] Szabat K., Struktury sterowania elektrycznych układów napędowych z połączeniem sprężystym, *Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej*, Wrocław (2008)
- [4] 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. Electr.*, 54 (2007), No. 2, 1193-1206
- [5] Szczepański R., Kamiński M., Tarczewski T., Auto-Tuning Process of State Feedback Speed Controller Applied for Two-Mass System, *Energies*, 13 (12), 3067 (2020)
- [6] 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*, 25 (2009), 16, 2225-2236
- [7] Zheng D.-D., Li W., Ren X., Repetitive Control of Two-mass Systems based on the Singular Perturbation Technique and Periodical Disturbance Observer, *2021 IEEE 10th Data Driven Control and Learning Systems Conference (DDCLS)*, 2021, pp. 1070-1075
- [8] Zaafour 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
- [9] Orłowska-Kowalska T., Kamiński 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
- [10] Żychlewicz M., Stanisławski R., Kamiński M., Grey Wolf Optimizer in Design Process of the Recurrent Wavelet Neural Controller Applied for Two-Mass System, *Electronics*, 11 (2022), No. 2, 177
- [11] Serkies P., A novel predictive fuzzy adaptive controller for a two-mass drive system, *Bulletin of the Polish Academy of Science*, 66 (2018), No. 1, 37-47
- [12] Serkies P., Szabat K., Predictive Control of the Two-Mass Drive with an Induction Motor for a Wide Speed Range, *2018 IEEE 18th International Power Electronics and Motion Control Conference (PEMC)*, 2018, pp. 750-755
- [13] Serkies P., Gorla A., Implementation of PI and MPC-Based Speed Controllers for a Drive with Elastic Coupling on a PLC Controller, *Electronics*. 2021; 10(24):3139
- [14] 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
- [15] Wicher B., Brock S., Active Disturbance Rejection Control Based Load Side Speed Controller for Two Mass System with Backlash, *2018 IEEE 18th International Power Electronics and Motion Control Conference (PEMC)*, 2018, pp. 645-650,
- [16] Kamiński M., Adaptive Gradient-Based Luenberger Observer Implemented for Electric Drive with Elastic Joint, *23rd International Conference on Methods & Models in Automation & Robotics (MMAR)*, 2018, pp. 53-58
- [17] Yokoyama M., Oboe R., Shimono T., Robustness Analysis of Two-Mass System Control Using Acceleration-Aided Kalman Filter, *IECON 2018 - 44th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, 2018, pp. 4600-4605
- [18] Serkies, P., Estimation of state variables of the drive system with elastic joint using moving horizon estimation (MHE), *Bulletin of the Polish Academy of Sciences: Technical Sciences*, 67 (2019), No. 5, 883-892
- [19] Kamiński M., Malarczyk M., Hardware Implementation of Neural Shaft Torque Estimator Using Low-cost Microcontroller Board, *2021 25th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR)*, 2021, pp. 372-37
- [20] 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
- [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.