

Wpływ dodatkowych sprzężeń zwrotnych na tłumienie drgań skrętnych w układzie napędowym z połączeniem sprężystym o dużej dynamice

Streszczenie. Artykuł dotyczy tłumienia oscylacji spowodowanych przez elastyczne połączenie w układzie napędowym z silnikiem synchronicznym o magnesach trwałych o dużej dynamice, w strukturach z dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi od zmiennych stanu. Przeprowadzono porównawcze badania symulacyjne tych struktur. Otrzymane wyniki badań symulacyjnych zweryfikowano na stanowisku laboratoryjnym, w którym układ sterowania zrealizowano przy wykorzystaniu procesora sygnałowego.

Abstract. The paper deals with oscillations damping caused through elastic joint in the high dynamics drive system using structures with additional feedback based on state variables. Permanent magnet synchronous motor (PMSM) is used in this drive. Comparative simulation studies of discussed structures were demonstrated. The results were verified by the laboratory experiments, with control system realised in digital signal processor. (*Influence of additional feedback on damping of torsional vibrations in the high dynamics drive system with elastic joint*).

Słowa kluczowe: silnik synchroniczny o magnesach trwałych, połączenie elastyczne, tłumienie oscylacji, obserwator stanu.

Keywords: permanent magnet synchronous motor (PMSM), high dynamics, elastic joint, oscillations damping, state observer.

doi:10.12915/pe.2014.04.12

Wprowadzenie

W rzeczywistych układach napędowych silniki i maszyny robocze połączone są za pomocą wałów, sprzęgieł i przekładni. Wszystkie te elementy mają skończoną sztywność i pod wpływem działającego momentu ulegają skręceniu. Istnieje grupa napędów, w których sprężystość połączenia mechanicznego wpływa istotnie na ich pracę, powodując oscylacje wielkości. Powoduje to skrócenie żywotności i zmniejszenie niezawodności układu napędowego, wzrost naprężeń w wale oraz wpływa niekorzystnie na proces technologiczny [1-6].

Wprowadzenie do napędów silników synchronicznych z magnesami trwałymi znacznie poprawiło dynamikę. Wskutek szybkich zmian momentu, ujawnia się wyraźniej elastyczność połączeń mechanicznych, a powstające przy tym drgania skrętne charakteryzują się częstotliwościami wyższymi (nawet ponad 100 Hz) niż przy napędach o mniejszej dynamice [2, 3].

Ponieważ struktura napędu z regulatorem prędkości typu PI, uwzględniająca podstawowe sprzężenie od prędkości silnika, nie zapewnia dobrych właściwości dynamicznych, powszechnie stosuje się jej modyfikację. Polega ona na wprowadzeniu do układu sterowania dodatkowych sprzężeń zwrotnych od wybranych zmiennych stanu. Sprzężenia te można wprowadzić do pętli regulatora prędkości lub prądu.

Obecnie intensywnie rozwijane są metody odtwarzania niedostępnych zmiennych stanu lub (i) parametru połączenia mechanicznego układu napędowego na podstawie prędkości i prądu (momentu) silnika. Zalicza się do nich metody wykorzystujące obserwator Luenbergera lub filtr Kalmana. Dla układu, w którym poziom zakłóceń losowych jest pomijalnie niski, stosuje się obserwator Luenbergera. Teoria filtra Kalmana staje się metodą coraz szerzej stosowaną do rozwiązania problemu estymacji, przy istotnym poziomie zakłóceń [7-10].

Poniżej przedstawia się te prace, które wywarły wpływ na niniejsze opracowanie.

Autor [1] w swojej pracy do analizy układu napędowego prądu stałego z elementem sprężystym zastosował model Rayleigha połączenia mechanicznego odwzorowujący w sposób przybliżony zjawiska przestrzenne w elemencie elastycznym. Do optymalizacji układów sterowania z elementami sprężystymi zastosowano metodę sterowania modalnego. Przedstawiona praca dotyczy układu

napędowego o małej częstotliwości rezonansowej (10 Hz), w której efekty działania dodatkowych sprzężeń są widoczne.

Autorzy [11] dla tłumienia drgań sprężystych w układzie napędowym z silnikiem synchronicznym o magnesach trwałych zastosowali regulator stanu umiejscowiony w pętli regulacji prędkości. Całość optymalizowano metodą simplex w celu znalezienia parametrów regulatora spełniającego kryterium jakości. Nieliniowa struktura regulatora stanu, ze zmiennym wzmocnieniem zależnym od wartości uchybu, umożliwia dobre tłumienie oscylacji przy wszystkich rodzajach wymuszeń prędkości zadanej.

Autorzy [12] zastosowali regulator stanu z pętlą sprzężenia zwrotnego od prędkości obciążenia dla tłumienia drgań w układzie napędowym z silnikiem synchronicznym o magnesach trwałych. Dla jego nastawienia wdrożyli trzy metody oparte na optymalizacji liniowo-kwadratowej. Nastawy regulatora otrzymuje się rozwiązując równanie Riccatiego. Częstotliwość rezonansowa układu mechanicznego wynosi 270 Hz.

Autorzy [11,12] nie analizują wpływu poszczególnych sprzężeń na pracę układu i nie wiadomo czy wszystkie z nich w sposób istotny ją poprawiają.

W niniejszym artykule badany jest wpływ dodatkowych sprzężeń zwrotnych na tłumienie oscylacji mechanicznych dla układu napędowego o dużej dynamice, przez co rozumie się napędy o częstotliwościach rezonansowych przekraczających kilkadziesiąt Hz. Problem tłumienia przesunął się obecnie w wielu napędach w kierunku wyższych częstotliwości rezonansowych rzędu 100 Hz. Podana częstotliwość jest na tyle wysoka, że aktywne tłumienie jest bardzo trudne. Wynika to z rosnącego – w miarę wzrostu dynamiki układu napędowego – niekorzystnego wpływu na układ regulacji wszelkich opóźnień sygnałów, a także ich zakłóceń, które nie mogą być skutecznie filtrowane z uwagi na naruszenie warunków stabilności. Trudność polega też na tym, że ze wzrostem częstotliwości amplituda drgań skrętnych maleje i w przedziale powyżej 100 Hz może być mniejsza od rozdzielczości przetworników pomiarowych nawet wysokiej klasy [2, 3].

Autorzy próbują zbadać, czy dla układu o dużej dynamice celowe jest komplikowanie struktury układu regulacji poprzez sprzężenia dodatkowe od zmiennych stanu, zwłaszcza gdy zmienne te muszą być odtwarzane w

warunkach zakłóconych sygnałów i opóźnień, których nie można pomijać.

W kolejnych punktach przedstawione są: struktura układu napędowego z połączeniem sprzężystym, wskaźniki jakości regulacji, wyniki badań symulacyjnych oraz weryfikacja eksperymentalna.

Struktura i parametry układu

Badano struktury układu ze sprzężeniem od prędkości silnika i z dodatkowymi sprzężeniami od prędkości obciążenia oraz momentu skręcającego. Równania silnika synchronicznego o magnesach trwałych zapisane w współrzędnych d, q , przy zerowym prądzie w osi d , mają postać [3]:

$$(1) \quad \begin{cases} u_d = -p\omega_M L_q i_q, \\ u_q = R_s i_q + L_q \frac{di_q}{dt} + \frac{\sqrt{2}k_M \omega_M}{3}, \\ J_M \frac{d\omega_M}{dt} = \frac{k_M i_q}{\sqrt{2}} - m_L, \end{cases}$$

gdzie: u_d, u_q, i_q – napięcia, prąd w osi d, q ; R_s – rezystancja fazy uzwojenia stojana; L_q – indukcyjność uzwojenia stojana przy poprzecznym ustawieniu wirnika; k_M – stała momentu silnika; J_M – moment bezwładności silnika, m_L – moment obciążenia; ω_M – prędkość silnika; p – liczba par biegunów.

Układ mechaniczny zawierający silnik, sprzężysty wał i urządzenie napędzane stanowi złożoną strukturę o parametrach rozłożonych. Dla uproszczenia analizy przyjęto model o stałych skupionych tzw. model dwumasowy opisany równaniami:

$$(2) \quad \begin{cases} J_M \frac{d\omega_M}{dt} = m_M - m_{sh} - m_d, \\ J_L \frac{d\omega_L}{dt} = m_{sh} + m_d - m_L, \\ \frac{dm_{sh}}{dt} = K_{sh} (\omega_M - \omega_L), \\ m_d = D_{sh} (\omega_M - \omega_L), \end{cases}$$

gdzie: m_M – moment elektromagnetyczny silnika; m_{sh}, m_d – moment skręcający, tłumienia; J_L – moment bezwładności mechanizmu; ω_L – prędkość kątowa mechanizmu; θ_M, θ_L – położenie wału silnika, mechanizmu; K_{sh}, D_{sh} – współczynnik sztywności, tłumienia wału.

Dla opisu układu dwumasowego wprowadzono charakterystyczne pulsacje drgań własnych nietłumionych napędu ω_n i mechanizmu ω_a , określone wzorami:

$$(3a) \quad \omega_n = 2\pi NTF = \sqrt{K_{sh} \frac{J_M + J_L}{J_M J_L}}$$

$$(3b) \quad \omega_a = 2\pi ARF = \sqrt{\frac{K_{sh}}{J_L}}$$

gdzie: NTF – częstotliwość rezonansowa, ARF – częstotliwość antyrezonansowa.

Regulator prędkości i obwód momentu silnika tworzą układ kaskadowy. Parametry regulatora prądu typu PI w obwodzie momentu silnika dobrano wg kryterium modułowego. W celu obliczenia nastaw regulatora prędkości i wzmocnień w torach sprzężeń zwrotnych stosuje się teorię sterowania modalnego, zapewniającą odpowiednie rozmieszczenie

biegunów transmitancji układu zamkniętego.

Obserwator opisuje się następującymi równaniami różniczkującymi:

$$(4) \quad \begin{cases} J_M \frac{d\hat{\omega}_M}{dt} = m_M - \hat{m}_{sh} + h_1 (\omega_M - \hat{\omega}_M) \\ J_L \frac{d\hat{\omega}_L}{dt} = \hat{m}_{sh} - \hat{m}_L + h_2 (\omega_M - \hat{\omega}_M) \\ \frac{d\hat{m}_{sh}}{dt} = K_{sh} (\hat{\omega}_M - \hat{\omega}_L) + K_{sh} h_3 (\omega_M - \hat{\omega}_M) \\ \frac{d\hat{m}_L}{dt} = h_4 (\omega_M - \hat{\omega}_M) \end{cases}$$

gdzie: $\hat{m}_{sh} = K_{sh} (\hat{\theta}_M - \hat{\theta}_L)$ – estymowany moment skręcający; $\hat{\omega}_M, \hat{\omega}_L$ – estymowane prędkości silnika, mechanizmu; $\omega_M - \hat{\omega}_M$ – błąd estymacji obserwatora; \hat{m}_L – estymowany moment obciążenia; h_1, h_2, h_3, h_4 – współczynniki wzmocnienia obserwatora; $\hat{\theta}_M, \hat{\theta}_L$ – estymowane położenia kątowe silnika i mechanizmu. Wartości współczynników wzmocnień obserwatora wyrażone są przy pomocy parametrów układu oraz założonych wartości współczynnika tłumienia ξ i pulsacji ω_o w postaci:

$$(5) \quad \begin{cases} h_1 = 4J_M \xi \omega_o, \\ h_2 = 4J_M \left(\frac{J_L \omega_o^2}{K_{sh}} - 1 \right) \xi \omega_o, \\ h_3 = \frac{J_M}{J_L} + 1 - \frac{J_M (4\xi^2 + 2) \omega_o^2}{K_{sh}}, \\ h_4 = \frac{-J_M J_L \omega_o^4}{K_{sh}}. \end{cases}$$

Dla oceny jakości regulacji w symulacji komputerowej wprowadzono wskaźniki całkowite I_1 i I_2 oraz I_3 :

$$(6a) \quad I_1 = I_{ISTSE} = \int (\omega_z - \omega_L)^2 t^2 dt$$

$$(6b) \quad I_2 = \alpha \int \left[\frac{d(\omega_z - \omega_L)}{dt} \right]^2 t^2 dt$$

$$I_3 = t_r \cdot ARF$$

gdzie: ω_z – prędkość zadana, α [s²] – współczynnik wagi, t_r – czas regulacji.

Dla oceny struktur z opóźnieniami wprowadza się tzw. współczynnik próbkowania K_s [13]:

$$(7) \quad K_s = \omega_n T_s \leq 1$$

gdzie T_s jest okresem próbkowania.

Przy bardzo małych współczynnikach próbkowania $K_s \ll 1$ zachowanie układu ciągłego i rzeczywistego dyskretnego jest w przybliżeniu jednakowe, natomiast przy wzroście współczynnika próbkowania K_s obserwuje się w układzie regulacji:

- powiększanie czasu odpowiedzi i oscylacji występujących w przebiegach,
- pogorszenie stabilności układu.

W modelu symulacyjnym napędu przyjęto następujące dane silnika synchronicznego z magnesami trwałymi, wału i obciążenia [3]:

- prąd (wartość skuteczna) 3,2 A,
- moment 4,6 Nm,
- prędkość obrotowa 314,2 rad/s,
- moment bezwładności silnika 0,0007 kgm²,
- stała momentu (pomiar) 1,33 Nm/A,
- moment bezwładności obciążenia 0,00032 kgm²,
- współczynnik sztywności wału K_{sh} 350 Nm/rad.

Dla podanych parametrów układu mechanicznego częstotliwość rezonansowa NTF wynosi 201 Hz, a częstotliwość antyrezonansowa ARF – 166 Hz.

Badania symulacyjne

W czasie prób dokonywano rozruchu na biegu jałowym do prędkości $\omega_M = 15,71$ rad/s, a po osiągnięciu stanu ustalonego ($t = 0,06$ s) obciążano układ momentem znamionowym (4,6 Nm).

Badania symulacyjne obejmują następujące struktury:

- z podstawowym sprzężeniem od prędkości silnika (rys. 1a, 2a, 2b),
- z dodatkowym sprzężeniem od prędkości obciążenia (rys. 1b, 2b, 2c, 2d),
- z dodatkowym sprzężeniem od momentu skręcającego (rys. 1c),
- z dwoma dodatkowymi sprzężeniami (rys. 1d).

Przeprowadzono testy idealnych struktur (rys. 1a-1d) oraz struktur z uwzględnieniem opóźnień wynikających z cyfrowego przetwarzania sygnałów. Opóźnienia sygnałów, które są spowodowane przetwarzaniem i filtracją, zależą od stosowanych okresów próbkowania, które mają wartości $T_s = 100 \mu s$ (rys. 1a, 1b) i $T_s = 500 \mu s$ (rys. 1c, 1d).

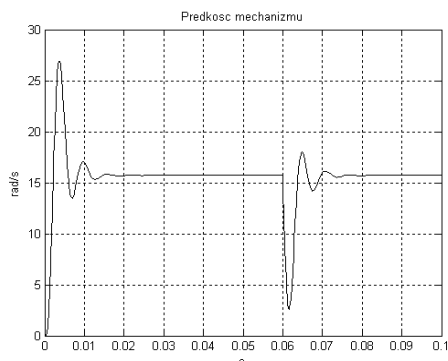
Otrzymane wartości wskaźników podano w tabelach 1-3. Sprzężenia zmniejszają oscylacyjność układu (maleje wskaźnik I_2), ale odbywa się to kosztem nieznacznego zmniejszenia szybkości działania (wzrost wskaźnika I_1).

Okazuje się, że w tych idealnych warunkach dodanie dodatkowych sprzężeń zmniejsza wartości przyjętej sumy wskaźników jakości I_1 i I_2 od 14 do 22 procent.

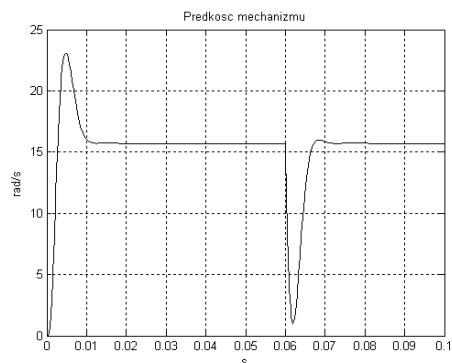
Z badań symulacyjnych uwzględniających opóźnienia wynikają następujące wnioski:

- Dla każdej struktury (z podstawowym sprzężeniem zwrotnym oraz dodatkowym) z opóźnieniem odpowiadającym $T_s = 100 \mu s$ zachowanie układu jest prawie takie samo jak dla struktury układu bez opóźnień sygnałów. Wynika to z faktu, że współczynnik próbkowania ($K_s = \omega_n \cdot T_s = 1262$ rad/s $\cdot 100 \mu s = 0,126 \ll 1$) jest dużo mniejszy od jedności. Przebiegi w układzie napędowym dla obu struktur niczym się prawie nie różnią (por. rys. 1a, 1b z rys. 2a, 2b i tab. 1 z tab. 2, 3).
- Przebiegi prędkości dla struktury z opóźnieniem odpowiadającym $T_s = 500 \mu s$ wykazują znacznie większą oscylacyjność niż dla układu bez opóźnień sygnałów (por. rys. 1a, 1b z rys. 2c, 2d i tab. 1 z tab. 2, 3). Współczynnik próbkowania w tym przypadku ma znaczną wartość ($K_s = 1262$ rad/s $\cdot 500 \mu s = 0,631$).

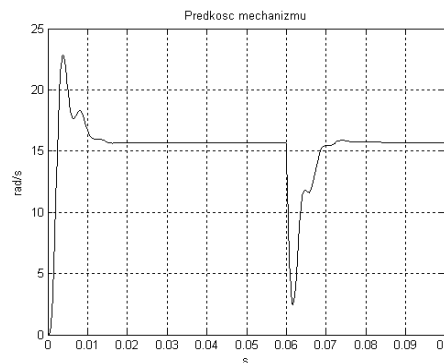
a)



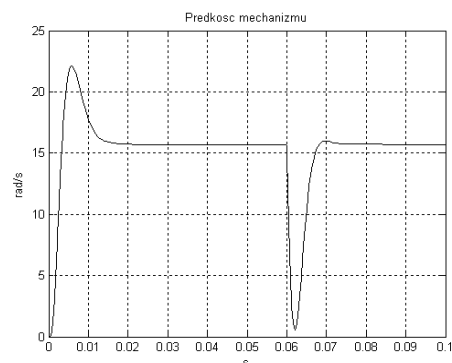
b)



c)



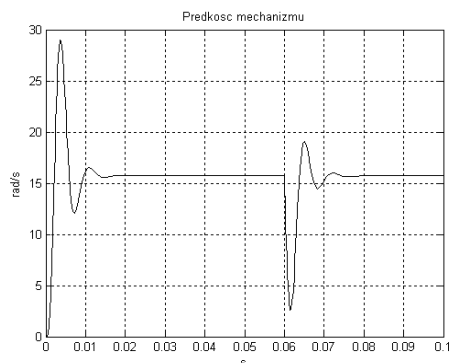
d)



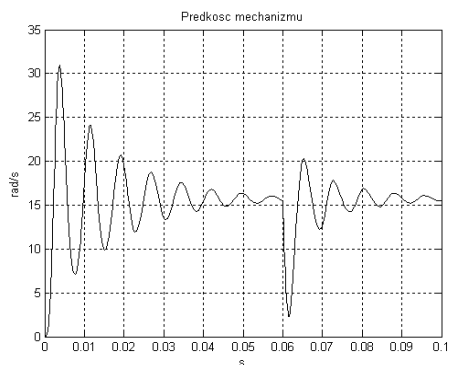
Rys. 1. Przebiegi prędkości mechanizmu w układzie napędowym:

- ze sprzężeniem podstawowym,
- z dodatkowym sprzężeniem od prędkości mechanizmu,
- z dodatkowym sprzężeniem od momentu skręcającego,
- z dodatkowymi sprzężeniami od prędkości mechanizmu i momentu skręcającego

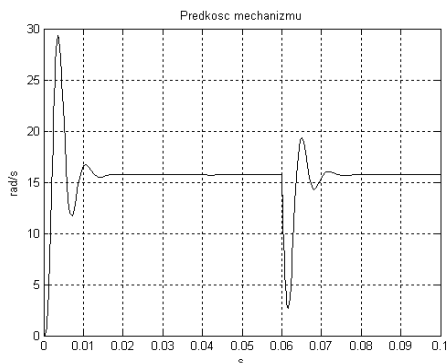
a)



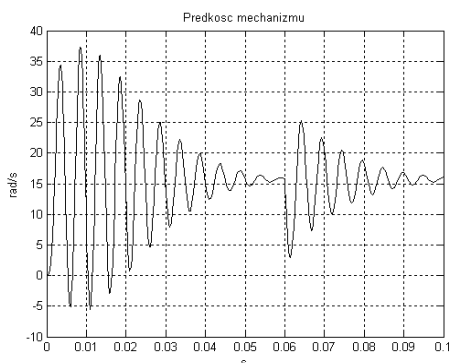
b)



c)



d)



Rys. 2. Przebiegi prędkości mechanizmu dla struktury ze sprzężeniem:

- a) podstawowym, uwzględniającej okres próbkowania $T_s = 100 \mu s$,
- b) podstawowym, uwzględniającej okres próbkowania $T_s = 500 \mu s$,
- c) dodatkowym od prędkości mechanizmu, uwzględniającej okres próbkowania $T_s = 100 \mu s$,
- d) dodatkowym od prędkości mechanizmu, uwzględniającej okres próbkowania $T_s = 500 \mu s$

Tabela 1. Wartości wskaźników I_1 , I_2 , $I_1 + I_2$, I_3 różnych struktur regulacyjnych bez uwzględniania opóźnienia

Struktura układu regulacji	Wskaźnik			
	I_1 [s]	I_2 [s]	$(I_1 + I_2)$ [s]	I_3
Z podstawowym sprzężeniem od prędkości silnika	0,0012	0,0395	0,0407	2.3
Z dodatkowym sprzężeniem od prędkości mechanizmu	0,0022	0,0327	0,0349	1.7
Z dodatkowym sprzężeniem od momentu skręcającego	0,0016	0,0301	0,0317	1.6
Z dwoma dodatkowymi sprzężeniami	0,0026	0,0325	0,0351	1.8

Tabela 2. Wpływ opóźnienia na wartości wskaźników I_1 , I_2 , $I_1 + I_2$, I_3 dla struktury z podstawowym sprzężeniem

Struktura	Wskaźnik			
	I_1 [s]	I_2 [s]	$(I_1 + I_2)$ [s]	I_3
Bez uwzględniania opóźnienia	0,0012	0,0395	0,0407	2.3
Uwzględniająca okres próbkowania $T_s = 100 \mu s$	0,0013	0,0405	0,0418	2.5
Uwzględniająca okres próbkowania $T_s = 500 \mu s$	0,0018	0,0538	0,556	10.6

Tabela 3. Wpływ opóźnienia na wartości wskaźników I_1 , I_2 , $I_1 + I_2$, I_3 dla struktury z dodatkowym sprzężeniem od prędkości mechanizmu

Struktura	Wskaźnik			
	I_1 [s]	I_2 [s]	$(I_1 + I_2)$ [s]	I_3
Bez uwzględniania opóźnienia	0,0022	0,0327	0,0349	1.7
Uwzględniająca okres próbkowania $T_s = 100 \mu s$	0,0013	0,0416	0,0429	2.5
Uwzględniająca okres próbkowania $T_s = 500 \mu s$	0,0039	0,2374	0,2413	10.2

Badania laboratoryjne

Stanowisko ma budowę symetryczną, z dwiema maszynami synchronicznymi o magnesach trwałych (rys.3). Zostało ono tak zaprojektowane, aby można było zmieniać w szerokim zakresie parametry układu mechanicznego, tj. momenty bezwładności po obu stronach i wały (o różnych sprężystościach), a przez to – częstotliwości rezonansowe i antyrezonansowe. U dołu rysunku są maszyny połączone przez element sprężysty, po prawej stronie jest przekształtnik laboratoryjny wraz z układem sterowania DSP, po lewej – przekształtnik Unidrive z dodatkowym modulem obliczeniowym.

Dla badania różnych algorytmów sterowania został zbudowany układ mikroprocesorowy oparty o procesor sygnałowy ADSP21061. Program sterowania wykonywany jest cyklicznie z okresem próbkowania $100 \mu s$.

W stanowisku laboratoryjnym zastosowano maszyny o następujących danych [3]:

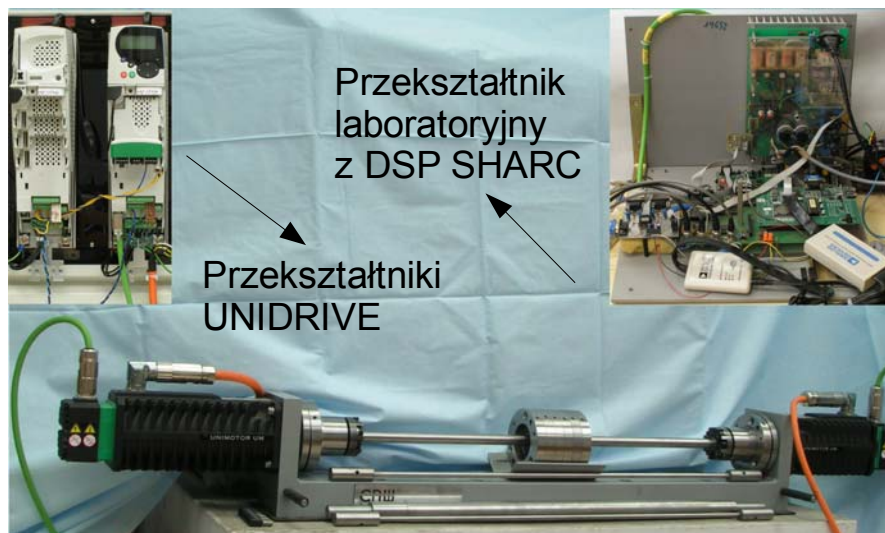
- prędkość obrotowa 3000 obr/min,
- moment obrotowy ciągły 3,9 Nm,
- prąd znamionowy 2,44 A,
- moment bezwładności 2,5 kgcm²,
- stała momentu 1,6 Nm/A.

Badania laboratoryjne układu rzeczywistego obejmują określenie wpływu sprzężeń: podstawowego i dodatkowych na jakość regulacji.

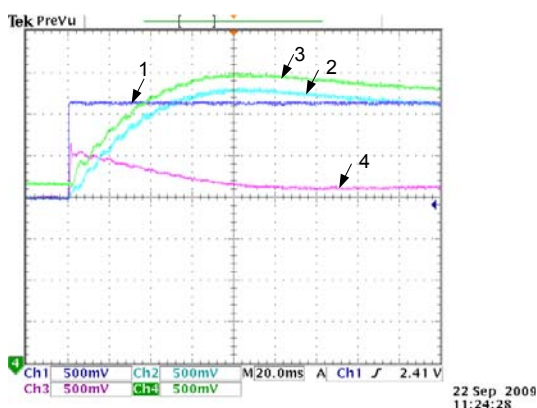
Testy przeprowadzono dla następujących parametrów układu mechanicznego:

- momentu bezwładności wałka o wartości 0,144 J_M i współczynnika sprężystości K_{St} równym 740 Nm/rad,
- momentów bezwładności silnika i obciążenia o jednakowych wartościach $J_M = J_L = 2.5 \text{ kgcm}^2$, dla których $NTF = 146 \text{ Hz}$, $ARF = 103 \text{ Hz}$.

W warunkach idealnych (badania symulacyjne) można było uzyskać dobrą pracę obserwatora dzięki dużym wzmocnieniom w torach korekcyjnych. W laboratorium, gdzie nieuniknione są szумы i zakłócenia, nie można stosować dużych wzmocnień i praca obserwatora jest gorsza.



Rys. 3. Widok ogólny stanowiska laboratoryjnego



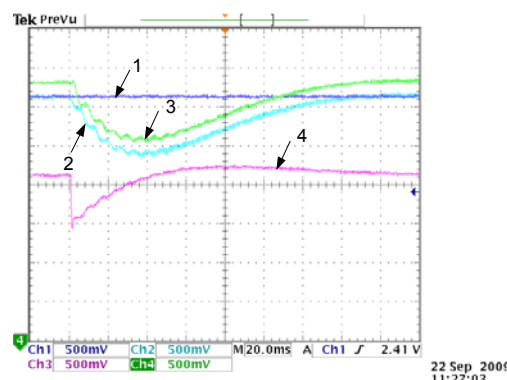
Rys. 4. Przebiegi prędkości i prądu podczas rozruchu układu ze sprzężeniem podstawowym
 1 – prędkość zadana ($\omega_z = 20$ rad/s), 2 – prędkość silnika ω_M ,
 3 – estymowana prędkość obciążenia $\hat{\omega}_L$ 4 – prąd silnika i_q (skala 2.05 A/dz.)

Rysunki 4 i 5 przedstawiają przebiegi wielkości elektrycznych i mechanicznych układu napędowego ze sprzężeniem podstawowym od prędkości silnika. Dla uwidocznienia sygnałów obydwu prędkości na wykresach oscyloskopowych wprowadzono przesunięcie (składową stałą) sygnału prędkości obciążenia.

Wyniki dla struktur z podstawowym oraz z dodatkowym sprzężeniem od prędkości obciążenia przy różnych wartościach współczynnika w torze sprzężenia dodatkowego, dobieranych doświadczalnie, zamieszczono w tabeli 4. Znaczenie wielkości podanych w tabeli 4 jest

następujące:

- t_n – czas narastania, w którym prędkość silnika (obciążenia) wzrasta od 10 % do 90% swojej wartości zadanej,
- p – przeregulowanie,
- $\Delta\omega_u$ – uchyb dynamiczny prędkości spowodowany działaniem „wirtualnego obciążenia”,
- t_l – czas likwidacji uchybu dynamicznego prędkości.



Rys. 5. Przebiegi prędkości i prądu podczas obciążenia układu ze sprzężeniem podstawowym
 1 – prędkość zadana ($\omega_z = 20$ rad/s), 2 – prędkość silnika ω_M ,
 3 – estymowana prędkość obciążenia $\hat{\omega}_L$ 4 – prąd silnika i_q (skala 2.05 A/dz.)

Tabela 4. Wpływ dodatkowego sprzężenia od prędkości obciążenia na parametry dynamiczne przebiegów (układ laboratoryjny)

Wartość współczynnika w torze sprzężenia	Rozruch układu napędowego				"Wirtualne obciążenie"			
	Prędkość silnika		Prędkość obciążenia		Prędkość silnika		Prędkość obciążenia	
	t_n [ms]	p [%]	t_n [ms]	p [%]	$\Delta\omega_u$ [rad/s]	t_l [ms]	$\Delta\omega_u$ [rad/s]	t_l [ms]
0	35,7	14,8	36,4	15,8	13,6	154,0	13,4	154,0
0,1	30,4	17,5	34,3	16,5	12,7	138,0	12,7	140,0
0,2	28,8	18,6	29,4	18,4	12,0	134,0	12,0	136,0
-0,1	35,5	18,8	40,4	16,5	14,5	142,0	14,3	146,0
-0,2	41,6	17,7	44,5	15,6	15,6	148,0	15,6	148,0

W układzie laboratoryjnym w każdym przypadku prędkość obciążenia estymuje się za pomocą obserwatora. Wprowadza się tzw. „obciążenie wirtualne”, które zastępuje rzeczywisty moment obciążenia. W programie

komputerowym realizuje się je w ten sposób, że do węzła sumacyjnego pętli prądowej (na wyjściu regulatora prędkości) dodaje się wartość prądu, która odpowiada wartości momentu obciążenia. Realizowana skokowa

zmiana „obciążenia wirtualnego” wywołuje reakcję napędu zbliżoną do reakcji na skokową zmianę momentu obciążenia, a jest dużo łatwiejsza do przeprowadzenia. Z uzyskanych wyników widać, że przy dodatniej wartości współczynnika w torze sprzężenia otrzymuje się zmniejszenie czasu narastania prędkości silnika podczas rozruchu i po obciążeniu, w stosunku do tego, gdyby nie było sprzężenia dodatkowego. Po zadziałaniu „wirtualnego obciążenia” uzyskuje się zmniejszenie uchybu dynamicznego oraz czasu jego likwidacji. Ujemna wartość współczynnika powoduje zmniejszenie czasu likwidacji uchybu po zadziałaniu „wirtualnego obciążenia”, ale okupione jest to pogorszeniem przebiegu prędkości silnika i obciążenia podczas rozruchu.

Wpływ dodatkowego sprzężenia od prędkości obciążenia jest niewielki i niejednoznaczny. W większości przypadków uzyskuje się zmniejszenie drgań, spowodowanych elastycznością połączenia, kosztem czasu dojścia do wartości zadanej (tab.4).

Wnioski

Stosowanie dodatkowych sprzężeń zwrotnych w napędach z połączeniem sprężystym w idealizowanych modelach symulacyjnych daje pewne korzyści. W przypadku idealnych warunków (bez uwzględnienia opóźnień i szumów sygnałów) efekty stosowania tych sprzężeń są większe niż w przypadku, gdy się uwzględnią opóźnienia i szumy. Wynikają one przede wszystkim z krokowej pracy układu mikroprocesorowego i przetwarzania analogowo-cyfrowego oraz cyfrowo-analogowego sygnałów i zmniejszają efekty stosowania dodatkowych sprzężeń zwrotnych. W układzie rzeczywistym o dużej dynamice stosowanie dodatkowych sprzężeń daje mniejsze korzyści, niż to jest w symulacji. Sprzężenia dodatkowe zmniejszają przeregulowania, ale także nieznacznie szybkość działania układu.

Koszt stosowania dodatkowych sprzężeń z obserwatorem wielkości jest niewielki, stąd też – pomimo małych korzyści przy dużej częstotliwości – można je stosować w układzie rzeczywistym. Raczej niecelowe jest instalowanie fizycznych przetworników, gdyż ich wysoki koszt i trudności związane z mocowaniem przeważają nad efektami.

LITERATURA

- [1] GIERLOTKA K.: *Układy sterowania napędów elektrycznych z elementami sprężystymi*, ZN Politechniki Śląskiej, Elektryka, nr 1181, Gliwice, 1992 r., str. 146.
- [2] MUSZYŃSKI R., BROCK S., DESKUR J., PAUL P., URBAŃSKI K., JANISZEWSKI D., RYDIAN J., DOBROCZYŃSKI J.: *Sterowanie dla napędu z połączeniem sprężystym*, Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego własnego, nr

- projektu 3T10A02628, Poznań, 2008, str. 237.
- [3] PAUL P.: *Sterowanie w układzie z silnikiem synchronicznym o magnesach trwałych przy sprężystości połączenia mechanicznego*, Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, luty 2011.
- [4] MUSZYŃSKI R., DESKUR J.: *Damping of Torsional Vibrations in High-Dynamic Industrial Drives*, EPE – PEMC 08, IEEE Transactions on Industrial Electronics, VOL. 5.7, no 2, February 2010, pp. 544-552.
- [5] SZABAT K., ORŁOWSKA-KOWALSKA T.: *Tłumienie oscylacji prędkości w układzie napędowym z połączeniem sprężystym*, Przegląd Elektrotechniczny, R. LXXIX, nr 7-8/2003, str. 474-482.
- [6] FUENTES J. E., SILVA A.C., YUZ I.J.: *Predictive Speed Control of a Two-Mass System Driven by a Permanent Magnet Synchronous Motor*, IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol. 59, No 7, July 2012, pp. 2840 -2848.
- [7] GREWAL M. S., ANDREWS A. P.: *Kalman Filtering: Theory and Practice Using MATLAB*, Second Edition, A Wiley-Interscience Publication John Wiley & Sons, Inc, 2001, pp. 401.
- [8] PAUL P., ZAWIRSKI K.: *The influence of mechanical system parameters variations on damping oscillations in the position control system with elastic joint*, Rozdział w monografii: „Computer applications in electrical engineering, Poznań University of Technology, Poznań 2004, str. 629-643.
- [9] PAUL P., MUSZYŃSKI R.: *Beobachter für das Antriebssystem mit elastischer Verbindung*, Wissenschaftlich-technische Zeitschrift der Elektrotechnik, Elektrische, 58 Jahrgang (2004), Heft 1-12, S. 30-39.
- [10] PAUL P.: *Estymacja zmiennych stanu i parametrów układu napędowego z połączeniem sprężystym oparta na teorii filtra Kalmana*, VIII Krajowa Konferencja Naukowa SENE 2007, str. 367-372.
- [11] MUSZYŃSKI R., KACZMAREK T., *The elastic servo drive with state controller*, Archives of Electrical Engineering, vol. LII, no. 2, 2003, pp. 185-200.
- [12] CARRIÈRE S., CAUX S., FADEL M.: *Optimised speed control in state space for PMSM direct drives*, IET Electric Power Applications, 2010, Vol. 4, iss. 3, pp. 158-168.
- [13] DEUR J., PERIĆ N.: *Analysis of Speed Control System for Electrical Drives with Elastic Transmission*, Proceeding of the International Symposium ISIE' 99, Bled, Slovenia, vol. 2, pp. 624-630.
- [14] VUKOSAVIC S., N., STOJIC M., R.: *Suppression of Torsional Oscillations in a High-Performance Speed Servo Drive*, IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS, vol. 4, no. 4, February 1998, pp. 108-117.

Autorzy: dr hab. inż. Roman Muszyński, prof. PP,
 dr inż. Paweł Paul,
 E-mail: roman.muszynski@put.poznan.pl,
 E-mail: pawel.paul@doctorate.put.poznan.pl,
 Politechnika Poznańska, Instytut Automatyki i Inżynierii Informatycznej, ul. Piotrowo 3a, 60-965 Poznań.