

*sterowanie adaptacyjne, sterowanie rozmyte,  
kompensacja tarcia*

Karol WRÓBEL, Krzysztof SZABAT\*

## **ZASTOSOWANIE ROZMYTEGO STEROWANIA ADAPTACYJNEGO W UKŁADZIE NAPĘDOWYM Z TARCIEM MECHANICZNYM**

W artykule przedstawiono zagadnienia związane z zastosowaniem adaptacyjnego sterowania rozmytego w układzie napędowym z tarcie mechanicznym. Po krótkim wstępie przedstawiono spotykane w literaturze modele tarcia. Omówiono ich cechy charakterystyczne. Kolejno zaprezentowano adaptacyjną strukturę sterowania rozmytego z modelem odniesienia. Przebadano wpływ tarcia mechanicznego na przebiegi prędkości silnika napędowego pracującego w adaptacyjnej strukturze sterowania. W celu poprawy śledzenia trajektorii w zakresie prędkości zerowych zaproponowano strukturę sterowania z modelem wewnętrznym tarcia. Sprawdzono wpływ dokładności używanego modelu na przebiegi wielkości mechanicznych.

### **1. WPROWADZENIE**

Nowoczesnym układom napędowym stawiane są bardzo duże wymagania dotyczące ich właściwości dynamicznych i statycznych. Dodatkowo żąda się od układu sterowania zapewnienia odporności na zmiany parametrów układu napędowego i kompensacji wpływu elementów nieliniowych. Podstawowymi czynnikami, które w znaczący sposób powodują pogorszenie właściwości klasycznych układów napędowych pracujących w zakresie prędkości wysokich, jest zmiana parametrów obiektu w czasie pracy. Mogą to być zarówno parametry elektromagnetyczne silnika (zwłaszcza rezystancja), jak i parametry mechaniczne (moment bezwładności napędu). W przypadku pracy układu napędowego w pełnym zakresie prędkości, należy uwzględnić wpływ nieliniowego momentu tarcia. Jego pominięcie, bądź przyjęcie niewłaściwego modelu [9], [2], [6], może doprowadzić do powstania w obiekcie oscylacji momentu i prędkości w chwilach przejścia przez zero.

---

\* Politechnika Wroclawska, Instytut Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych, e-mail: karol.wrobel@pwr.edu.pl, krzysztof.szabat@pwr.edu.pl

W literaturze istnieje szereg metod kompensacji momentu tarcia. Najprostsze z nich polegają na odpowiednim doborze parametrów regulatora PD/PID, gwarantujących minimalizację (eliminację) błędu statycznego. Nie zapewnia to jednak dobrych właściwości regulacyjnych, ponieważ regulator prędkości powinien pracować optymalnie w szerokim zakresie prędkości kątowej, a nie tylko dla jej niewielkich wartości. Jedną z najprostszych metod kompensacji momentu tarcia jest dodanie do sygnału sterującego sygnału wysokoczęstotliwościowego (*dither signal*) [10]. Powoduje on przesuwanie się kontrolowanego mechanizmu w zakresie prędkości ultraniskich i eliminację uchybu ustalonego [10].

W przypadku gdy model tarcia jest dostępny (bądź estymowany z zadawalającą dokładnością) bardzo często stosuje się układ z kompensatorem opartym na modelu tarcia. W [11] zaproponowano użycie filtru Kalmana do estymacji *on-line* rzeczywistych charakterystyk tarcia. W tej pracy moment tarcia uważany jest za dodatkową zmienną stanu wyznaczaną przez estymator. W pracy [1] zaproponowano strukturę układu sterowania z gładką, ciągłą kompensacją nieliniową (*Smooth Continuous Non-linear Compensation*). W układzie tym dodatkowy sygnał kompensujący dodawany jest do sygnału sterującego w całym zakresie regulacji położenia. W [3], [13] opisano układ regulacji o zmiennym wzmocnieniu (*gain scheduling controller*). Przestrzeń rozważań podzielono na dwa obszary: pierwszy w zakresie prędkości ultraniskich, drugi w pozostałym zakresie. W literaturze istnieją również inne metody kompensacji momentu tarcia. Bazują one na teorii sterowania ślizgowego [8], sterowania odporne- go [4] czy adaptacyjnego [7]. Przegląd metod kompensacji układów z tarciami z uwzględnieniem najnowszych propozycji przedstawiono w [5].

W referacie zaproponowano zastosowanie adaptacyjnej struktury sterowania typu MRAS z rozmytym regulatorem ślizgowym do sterowania układem napędowym o zmiennym momencie bezwładności pracującym w zakresie prędkości ultraniskich. W celu poprawy właściwości dynamicznych do napędu dodano kompensator momentu tarcia. Sprawdzono wpływ przyjętego modelu tarcia na właściwości struktury sterowania.

## 2. MODELE TARCIA

W literaturze istnieje szereg prac opisujących zjawisko tarcia i proponujących różne jego modele. Przegląd różnych modeli tarcia zamieszczono w [9], [2]. Zgodnie z wymienionymi pracami modele te można podzielić na dwie główne grupy [1]–[11], [13]:

- modele statyczne;
- modele dynamiczne;

Modele statyczne zwykle uwzględniają tarcie Coulomba i tarcie wiskotyczne. W bardziej zaawansowanych modelach uwzględnia się również tarcie statyczne

(o charakterystyce nieliniowej zmniejszającej się wraz z prędkością) jak również tarcie wentylatorowe. Cechą charakterystyczną rozbudowanego modelu jest tzw. efekt Stribeck'a obrazujący zmniejszanie się wartości tarcia wraz ze wzrostem prędkości (w zakresie prędkości ultra-niskich).

W literaturze istnieją również inne modele. Przykładowo model tarcia Karnopp'a usuwa problem niemożliwości wyznaczenia wartości tarcia dla prędkości równej zero. Wprowadza się w nim specjalną strefę dookoła prędkości bliskiej zero  $|\omega| < A$  (gdzie  $A$  jest małą liczbą dodatnią). W zakresie tej strefy, wartość momentu tarcia zmienia się w sposób ciągły, zapewniając stabilność modelu symulacyjnego. Pewnym problemem jest konieczność zdefiniowania wartości tarcia w tej strefie i ustalenia jej szerokości, która powinna być bliska zeru. Przełączalne modele tarcia w zakresie prędkości bliskich zero zostały zaproponowane w modelu Armstrong'a. Wartość tarcia w chwili utknięcia jest określona przez jedno równanie, a wartości dla  $|\omega| > 0$  są opisane równaniem drugim. Określone prawo sterowania przełącza pomiędzy dwoma różnymi układami.

W modelach dynamicznych moment tarcia zależy nie tylko od prędkości układu, ale również od pozycji i/lub czasu. Jednym z pierwszych modeli dynamicznych tarcia jest model Dahla, znajdujący zastosowanie w układach z łożyskami kulkowymi. Najprostsza wersja tego modelu, uzależnia wyjściowy moment układu tylko od położenia i znaku prędkości. W bardziej rozbudowanej wersji tego modelu, moment tarcia zależy również od wartości prędkości układu. Modele Dahla uważa się za pewną generalizację tarcia Coulomba, umożliwiającą uchwycenie zjawiska histerezy.

W modelu opisującym zależności pomiędzy stykającymi się ciałami jako układ elastycznych włosków (Bristle model), uwzględnia się zjawiska mikroskopowe, występujące na dwóch trących powierzchniach. Ze względu na niejednorodności powierzchni, zakłada się ich styk tylko na skończonej liczbie punktów, charakteryzujących się określoną sprężystością. Model ten oddaje statystyczność procesów tarcia, jednakże ze względu na swoją złożoność jest on bardzo rzadko używany. Dodatkową jego wadą (oprócz złożoności) jest brak tłumienia wewnętrznego elementów kontaktowych, co może prowadzić do nietłumionego ruchu powierzchni trących. Modyfikację tego modelu zaproponowali w swoich pracach Haesig and Friedland. Prowadzi ona do zmniejszenia złożoności obliczeniowej poprzedniego modelu. Dodatkowo wprowadza współczynnik tłumienia punktów kontaktowych.

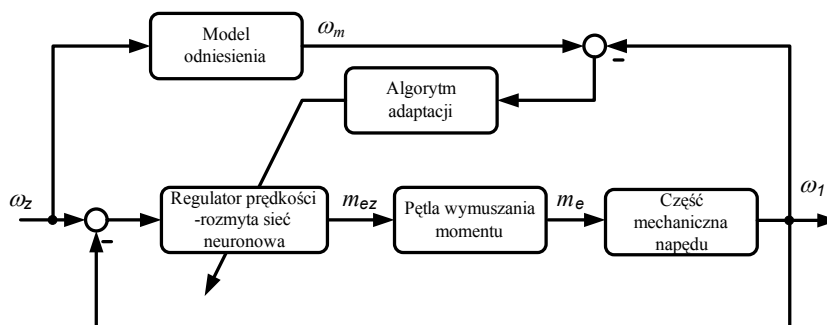
Kilka rodzajów modeli tarcia zostało zaproponowanych przez Blimana i Sorine'a. W najprostszym z nich moment tarcia zależy jedynie od znaku prędkości i osiągniętego przez układ położenia. W modelu tym nie występuje „pik” momentu tarcia dla zerowej prędkości. Przy prędkości bliskiej zero jest on interpretowany jako model tarcia Coulomba. Efekt Stribeck'a można emulować stosując model tarcia Blimana wyższego rzędu.

Zdecydowana większość powierzchni trących jest pokrywana różnymi substancjami (smarami) zmniejszającymi siły tarcia. Z tego powodu istnieje w literaturze

grupa modeli tarcia oparta na hydrodynamicie. Podkreślają one dynamiczną naturę sił tarcia. Przykładowo model tarcia zaproponowany w [9] składa się z dwóch czynników. Wartość pierwszego czynnika zależy od mimośrodowości łożysk, a drugiego od współczynnika lepkości dynamicznej smaru. Model ten bardzo dobrze odzwierciedla zjawiska występujące w łożyskach rzeczywistych. W pracach dotyczących tarcia mechanicznego dość często wykorzystuje się model tarcia LeGru. Nawiązuje on do modelu stykających się ze sobą punktów o określonej sprężystości i tłumieniu. Tarcie jest interpretowane jako średnie ugięcie stykających się punktów. Model ten pozwala odwzorować zjawiska związane z zastosowaniem smaru. Poprzez odpowiedni dobór współczynników uzyskuje się również efekt Stribecka.

### 3. ADAPTACYJNA STRUKTURA STEROWANIA

Schemat blokowy struktury sterowania z modelem odniesienia typu MRAS, wykorzystywany w niniejszej pracy przedstawiony jest na rys. 1. Składa się on z klasycznej, kaskadowej struktury sterowania silnika napędowego, modelu odniesienia, mechanizmu adaptacji oraz strojonego w czasie rzeczywistym rozmytego regulatora prędkości. Parametry regulatora w pętli wymuszenia momentu dobiera się w sposób zapewniający szybką regulację momentu elektromagnetycznego, zwykle przy użyciu kryterium modułu. Parametry regulatora prędkości dobierane są w czasie pracy układu tak, aby minimalizować uchyb pomiędzy wyjściem modelu wzorcowego a obiektem rzeczywistym. Jako regulator prędkości można zastosować klasyczny regulator typu PI. Jednakże ze względu na możliwość uzyskania nieliniowej powierzchni sterowania, a tym samym zapewnienia lepszych właściwości dynamicznych sterowanego obiektu, w niniejszym rozdziale użyto rozmytego regulatora prędkości. Część mechaniczna napędu zawiera układ jednomasowy z modelem tarcia uwzględniającego efekt Stribecka.



Rys. 1. Struktura adaptacyjnego układu sterowania napędu dwumasowego z modelem odniesienia

W niniejszej pracy, jako model odniesienia zastosowano człon oscylacyjny drugiego rzędu:

$$G_m(s) = \frac{\omega_r^2}{s^2 + 2\xi_r \omega_r s + \omega_r^2}, \quad (1)$$

gdzie:  $\xi_r$  jest współczynnikiem tłumienia, a  $\omega_r$  jest pulsacją rezonansową modelu.

Algorytm adaptacji, bazujący na lokalnym gradiencie, użyty jest w celu adaptacji (zmian) parametrów (wag)  $w_1, \dots, w_M$  4. warstwy sieci rozmyto-neuronowej. Funkcja celu zdefiniowana jest w następująco:

$$J = \frac{1}{2}(\omega_1 - \omega_m)^2 = \frac{1}{2}e_m^2. \quad (2)$$

Zmiana wartości określonej wagi opisana jest przez poniższe równanie:

$$w_j(k+1) = w_j(k) + \Delta w_j. \quad (3)$$

Adaptacja wektora parametrów regulatora rozmytego wymaga obliczenia gradientu funkcji (2) w odniesieniu do danej wartości wagi  $w_j$ . Jest on wyznaczany zgodnie z poniższą zależnością:

$$\Delta w_j = -\gamma \frac{\partial J}{\partial w_j} = \gamma \left( -\frac{\partial J}{\partial y_o} \right) \left[ \frac{\partial y_o}{\partial w_j} \right] = \gamma \delta_o u_j, \quad (4)$$

gdzie:  $u_j$  jest stopniem zapłonu danej ( $j$ -tej) reguły,  $\gamma$  jest współczynnikiem uczenia,  $y_o$  – wyjściem regulatora rozmytego natomiast  $\delta_o$  jest określone następująco:

$$\delta_o = -\frac{\partial J}{\partial y_o} = -\frac{\partial J}{\partial e_m} \frac{\partial e_m}{\partial y_o} = -\frac{\partial J}{\partial e_m} \frac{\partial e_m}{\partial \omega_1} \frac{\partial \omega_1}{\partial y_o}. \quad (5)$$

Wyrażenie (5) wymaga obliczenia wartości gradientu prędkości kątowej  $\omega_1$  w odniesieniu do zmiennej wyjściowej regulatora rozmytego  $y_o$  ( $m_{ez}$ ). Dokładne obliczenie wartości tego gradientu jest utrudnione ze względu na niedokładność identyfikacji parametrów układu napędowego bądź ich zmiany w trakcie pracy, jak również ze względu na możliwość wystąpienia dodatkowych elementów nieliniowych np. tarcia czy luzu. Z tego powodu wprowadza się następujące uproszczenia. Mianowicie zakłada się, że stosunek zmiany prędkości silnika do momentu elektromagnetycznego jest funkcją monotonicznie rosnącą. W związku z tym gradient ten może być aproksymowany przez dodatnią stałą liczbę. W przypadku optymalizacji metodą gradientu tylko znak gradientu ma decydujący wpływ na zbieżność iteracyjnego procesu optymalizacji. W związku z powyższym, po uwzględnieniu (2) i (5) iteracyjny algorytm adaptacji parametrów  $w_j$  może być przedstawiony w następującej postaci:

$$w_j(k+1) = w_j(k) + \gamma \delta_o u_j \cong w_j(k) + \gamma e_m u_j. \quad (6)$$

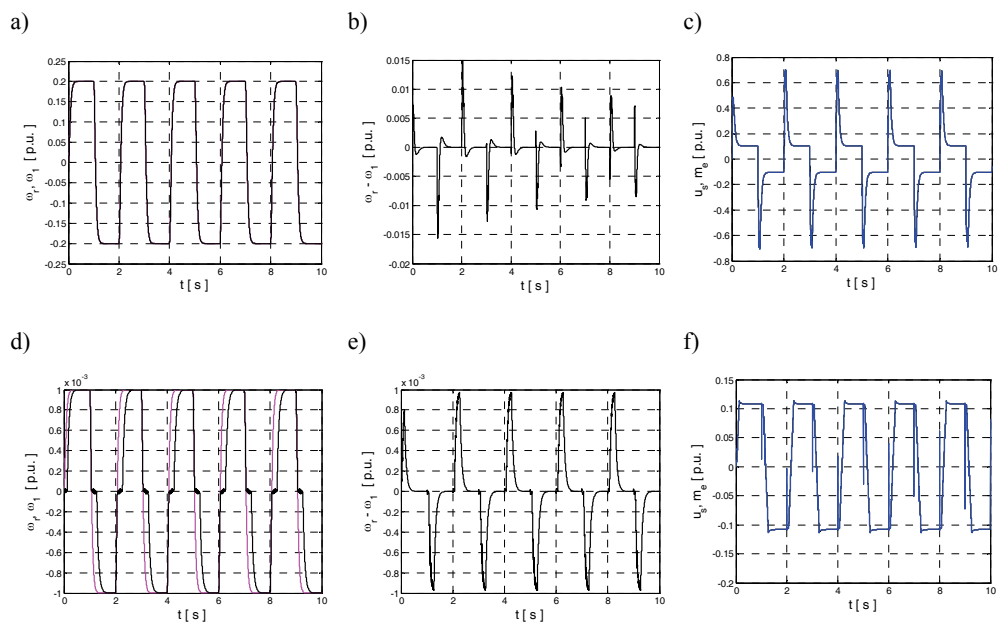
Ze względu na małą szybkość algorytmu opartego na (6), w niniejszej pracy zastosowano zmodyfikowany algorytm optymalizacji, polegający na wprowadzeniu do (6) sygnału proporcjonalnego do zmiany błędu  $\Delta e_m$ :

$$\delta_o \cong e_m + \Delta e_m . \quad (7)$$

Wprowadzenie sygnału proporcjonalnego do zmiany błędu  $\Delta e_m$ , zapewnia większą swobodę w kształtowaniu właściwości zastosowanego algorytmu. Również rozbitcie współczynnika uczenia  $\gamma$  na dwie niezależne składowe  $k_p$  i  $k_d$ , ułatwia uzyskanie korzystniejszych właściwości dynamicznych sterowanego obiektu [12].

#### 4. WYNIKI

W niniejszym punkcie przedstawiono badania symulacyjne układu napędowego z różnymi regulatorami prędkości. Przyjęto krok obliczeniowy wynoszący 100  $\mu$ s. Jako pierwszy przebadano układ sterowania, pracujący w zakresie prędkości wysokich. Przebiegi prędkości modelu i obiektu, błędu śledzenia jak również sygnału sterującego i momentu elektromagnetycznego przedstawiono na rysunkach 2a–c.

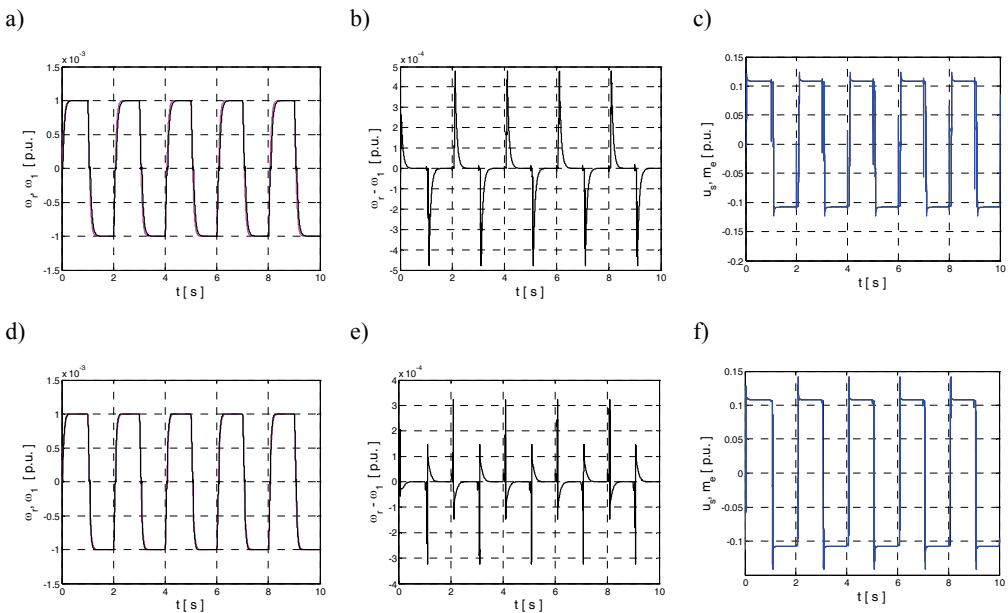


Rys. 2. Przebiegi zmiennych stanu układu adaptacyjnego: prędkości modelu i silnika napędowego (a, d), błędu śledzenia (b, e), sygnału sterującego i momentu elektromagnetycznego (c, f) dla wartości prędkości zadanej równej  $\omega_r=0,2$  (a, b, c) i  $\omega_r=0,001$  (d, e, f) w układzie bez kompensacji tarcia

Jak wynika z analizy przebiegów, zawartych na rysunkach 2a–c przy prędkości zadanej równej 0,2 [p.u.] wpływ momentu tarcia jest niezauważalny w przebiegach prędkości (rys. 2a). Błąd śledzenia w całym zakresie pracy jest nieznaczny i zmniejsza się wraz z upływem czasu (rys. 2b). Uwzględniony moment tarcia, widoczny jest w przebiegu momentu elektromagnetycznego (rys. 2c). Pomiędzy przebiegami sygnału sterującego a momentu elektromagnetycznego brak jest zauważalnej różnicy.

Następnie zmieniono wartość prędkości zadanej na 0,001 [p.u.] i powtórnie przetestowano układ napędowy. Przebiegi zmiennych stanu przedstawiono na rysunkach 2d–f.

W niniejszym przypadku widoczny efekt tarcia jest widoczny we wszystkich przebiegach. W okolicy prędkości zerowej tarcie powoduje utknięcie układu napędowego, a kolejno śledzenie prędkości z zauważalnym błędem (rys. 2d, e). Czas utknięcia wynosi około 200 ms. Przebieg momentu elektromagnetycznego jest gładki.



Rys. 3. Przebiegi zmiennych stanu układu adaptacyjnego: prędkości modelu i silnika napędowego (a, d), błęd śledzenia (b, e), sygnału sterującego i momentu elektromagnetycznego (c, f) dla wartości prędkości zadanej  $\omega_r = 0,001$  w układzie ze zwiększonymi wzmocnieniami regulatora (a–c) i z modelem tarcia (d–f)

W celu niwelacji negatywnego wpływu tarcia na jakość regulacji prędkości układu napędowego, można zastosować różne podejścia. W niniejszej pracy jako pierwsze rozwiązanie zastosowano wzmocnienie parametrów adaptacji wag regulatora, co można utożsamiać jako przyjęcie regulatora o dużym wzmocnieniu. Przebiegi zmiennych stanu takiego układu zamieszczono na rysunkach 3a,b,c.

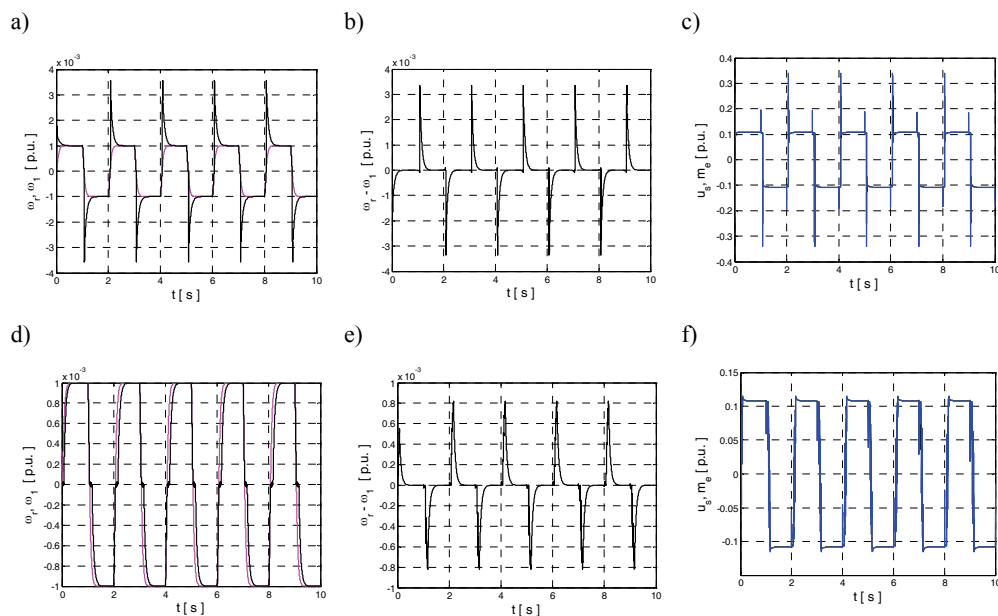
Jak wynika z przedstawionych przebiegów właściwości dynamiczne układu uległy poprawie. Czas utknięcia zmniejszył się pięciokrotnie z 200 do 40 ms. Dalsze zwiększenie

szenie wzmocnień regulatora skraca czas utknięcia, jednakże go nie eliminuje. Należy jednak podkreślić istnienie maksymalnych wartości wzmocnień, zapewniających stabilną pracę układu. Z tego powodu w niniejszej pracy zastosowano inne podejścia.

W dalszych badaniach wykorzystano strukturę sterowania z wewnętrznym modelem tarcia. Ze względu na trudności w identyfikacji tarcia w układach rzeczywistych (oraz jego niejednoznacznej charakterystyki), w wykorzystywanym w strukturze sterowania modelu tarcia uwzględniono jedynie składową statyczną, jako najbardziej zakłócającą pracę układu. Przebiegi zmiennych stanu układu napędowego przedstawiono na rysunkach 3d–f.

Zastosowanie w strukturze sterowania uproszczonego modelu tarcia, spowodowało poprawę właściwości dynamicznych napędu. Jednakże, ze względu na opóźnienie wnoszone przez obwód sterowania momentu elektromagnetycznego, układ napędowy w dalszym ciągu utyka w czasie przejścia przez zero (czas utknięcia wyniósł 10 ms).

Następnie sprawdzono wpływ niepoprawnego doboru modelu tarcia na dynamikę układu. Na rysunkach 4a–c przedstawiono przebiegi zmiennych układu przy 100% zwiększonej i 50% zmniejszonej wartości tarcia (rys. 4d–f), wykorzystywaną w modelu obiektu.



Rys. 4. Przebiegi zmiennych stanu układu adaptacyjnego: prędkości modelu i silnika napędowego (a, d), błędów śledzenia (b, e), sygnału sterującego i momentu elektromagnetycznego (c, f) przy 100% zwiększonej (a–c) i 50% zmniejszonej (d–f) wartości tarcia wykorzystywanej w modelu obiektu

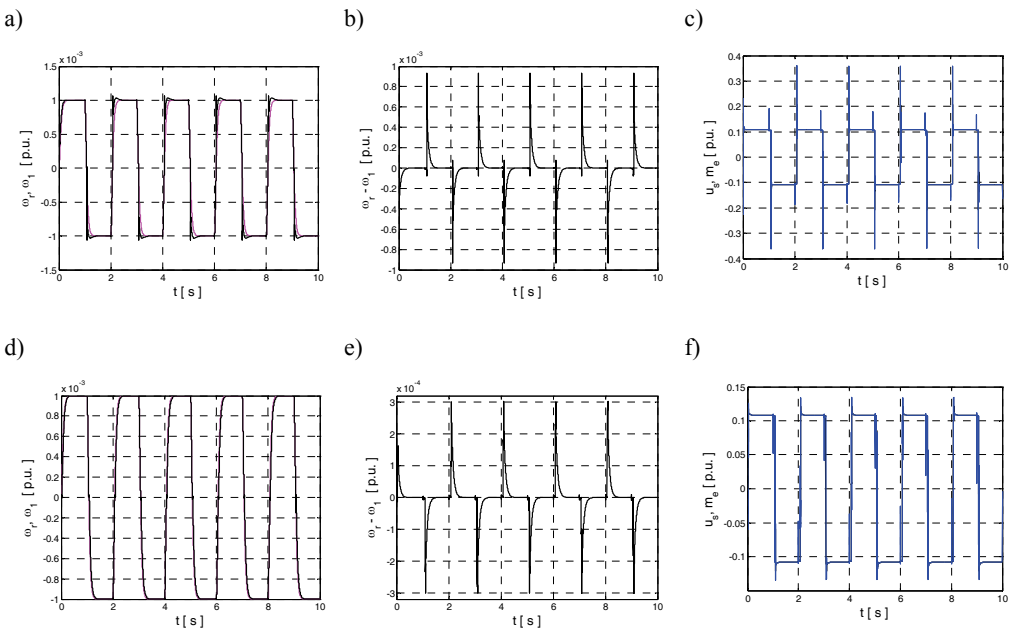
Jak wynika z analizy przedstawionych przebiegów w układzie ze zwiększoną wartością tarcia powstaje duży błąd regulacji. Czas utknięcia prędkości, niezauważal-



ny w przedstawionej skali wynosi około 6 ms. Dwukrotne zaniżenie wartości tarcia, zwiększa czas utknięcia do 90 ms.

Następnie przebadano układ napędowy przy pięciokrotnym zwiększeniu wartości współczynników adaptacji dla różnej wartości tarcia statycznego używanego w modelu. Przebiegi zmiennych przedstawiono na rysunku 5.

Wykorzystanie w układzie sterowania dużych wzmocnień i wewnętrznego modelu tarcia poprawia właściwości dynamiczne układu. Czas utknięcia napędu wynosi 5, 9 i 16 ms odpowiednio dla układów z za dużą, znamionową i zbyt małą wartością tarcia przyjętą w układzie sterowania. Należy jednak podkreślić, że zawiżenie wartości tarcia w strukturze sterowania prowadzi do powstania przeregulowań w przebiegach prędkości.



Rys. 5. Przebiegi zmiennych stanu układu adaptacyjnego: prędkości modelu i silnika napędowego (a, d), błędu śledzenia (b, e), sygnału sterującego i momentu elektromagnetycznego (c, f) dla wartości prędkości zadanej  $\omega_r = 0,001$  w układzie ze zwiększonymi wzmocnieniami regulatora i z modelem tarcia o większej (a–c) i mniejszej wartości (d–f)

#### 4. PODSUMOWANIE

W pracy przedstawiono zagadnienia sterowania układu napędowego pracującego w zakresie prędkości ultraniskich. Na podstawie rozważań teoretycznych i wykonanych badań symulacyjnych można wyciągnąć następujące wnioski:

- Tarcie mechaniczne posiada istotny wpływ na przebiegi dynamiczne układu w zakresie prędkości ultraniskich. Powoduje ono utykanie napędu w czasie przechodzenia prędkości przez zero.
- Stosunkowo prostym sposobem kompensacji tarcia jest zwiększenie nastaw regulatora. Należy jednak podkreślić skrócenie czasu utknięcia. Sposób ten ma jednak istotne wady. Można do nich zaliczyć zarówno wzmacnianie szumów pomiarowych jak i możliwość utraty stabilności struktury sterowania.
- Zastosowanie struktury sterowania z wewnętrznym modelem tarcia zdecydowanie skraca czas utknięcia napędu przy przechodzeniu przez zero. Zawyżenie wartości tarcia w modelu redukuje czas utknięcia może jednak spowodować powstanie przeregulowań w przebiegach prędkości. Z kolei założenie zbyt małej wartości tarcia w modelu znacznie wydłuża czas utknięcia.
- Wykorzystanie obu metod sterowania, tzn. regulatora o dużym wzmocnieniu i struktury z modelem tarcia, pozwala na osiągnięcie najlepszych właściwości dynamicznych obiektu.
- Zakładając parametry modelu tarcia zaleca się, aby przyjąć jego największą spodziewaną wartość. Skraca to czas utknięcia napędu.

Ze względu na czas regulacji momentu elektromagnetycznego, nie jest możliwa idealna kompensacja tarcia mechanicznego w strukturze sterowania z modelem. W przyszłych pracach planuje się wykorzystanie innych metod kompensacji zarówno tarcia mechanicznego jak i kompensacji opóźnienia wnoszonego przez obwód regulacji momentu.

*Praca finansowana przez Narodowe Centrum Nauki w ramach projektu: „Adaptacyjne sterowanie rozmyte złożonego układu napędowego o zmiennych parametrach”, UMO-2011/03/B/ST7/02517 (2012–2015).*

## LITERATURA

- [1] ADAMS J., PAYANDEH S., *Methods For Low-Velocity Friction Compensation: Theory And Experimental Study*, Journal of Robotic Systems, 1996, 13(6), 391–404.
- [2] Al-Bender F., Lampaert V., Swevers J., *The generalized maxwell-slip friction model: a novel model for friction simulation and compensation*, IEEE Transactions on Automatic Control, 2005, Vol. 50, No. 11, 1883–1887.
- [3] AL-BENDER F., SYMENS W., *Towards effective motion control of rolling element guideways*, Proceedings of Fifth Euromech Nonlinear Dynamics Conference, The Netherlands, 2005, 1846–1858.
- [4] BONA B., INDRI M., *Friction compensation and robust hybrid control*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, USA, 1993, Vol. 2, 81–86.
- [5] BONA B., INDRI M., *Friction Compensation in Robotics: an Overview*, IEEE Conference on Decision and Control, 2005 and 2005 European Control Conference. CDC-ECC '05, 4360–4367.
- [6] CILIZ M.K., TOMIZUKA M., *Friction modeling and compensation for motion control using hybrid neural network models*, Engineering Application of Artificial Intelligence, 2007, Vol. 20, 898–911.

- [7] FRIEDLAND B., PARK Y.-J., *On adaptive friction compensation*, IEEE Trans. on Automatic Control, 1992, Vol. 37, No. 10, 1609–1612.
- [8] KORONDI P., SZEMES P.T., HASIMOTO H., *Sliding Mode Friction Compensation for a 20 DOF Sensor Glove*, Journal of Dynamic System Measurement and Control, 2000, Vol. 122, No. 4, 611–616.
- [9] OLSSON H., ÅSTRÖM K.J., CANUDAS de WIT C., GÄFVERT M., LISCHINSKY P., *Friction Models and Friction Compensation*, European Journal Of Control, 1998, Vol. 4, No. 3, 176–195.
- [10] PERVOZVANSKI A.A., CANUDAS-De WIT C., *Asymptotic analysis of the dither effect in systems with friction*, Automatica, 2002, Vol. 38, 105–113.
- [11] RAY L.R., RAMASUBRAMANIAN A., TOWNSEND J., *Adaptive friction compensation using extended Kalman–Bucy filter friction estimation*, Control Engineering Practice, 2001, Vol. 9, No. 2, 169–179.
- [12] SZABAT K., *Struktury sterowania elektrycznych układów napędowych z połączeniem sprężystym*, Prace Naukowe Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej, Nr 61, Seria: Monografie, Nr 19, 2008.
- [13] TIAHJOWIDODO T., AL-BENDER F., VAN BRUSSEL H., SYMENS W., *Friction characterization and compensation in electro-mechanical systems*, Journal of Sound and Vibration, 2007, Vol. 308, No. 3–5, 632–646.

#### APPLICATION OF THE ADAPTIVE FUZZY CONTROL STRUCTURE FOR THE DRIVE SYSTEM WITH MECHANICAL FRICTION

In the paper the issues relating to the application of the adaptive fuzzy control for the drive system with mechanical friction are presented. After short introduction the existing models of the mechanical friction are described. Then adaptive control structure with reference model is presented. The influence of the friction to the transients of the drive system is investigated. Then the control structure with the internal model of the friction is proposed. The accuracy of the used model to the performance of the control structure is checked.