

8. Tarcie i jego kompensacja w układach mechatronicznych

Występujące w układach mechanicznych tarcie jest silnie nieliniowym i niestacjonarnym zjawiskiem o parametrach rozłożonych. W systemach mechatronicznych zmniejsza ono dokładność oraz pogarsza jakość przebiegów dynamicznych, z tego powodu jego modelowanie i kompensacja ma istotne znaczenie. Główne dyscypliny naukowe związane z badaniem tarcia to tribologia, mechanika, teoria sterowania, akustyka oraz, od niedawna, geofizyka i sejsmologia (Hensen 2002). Prace tribologów oraz mechaników koncentrują się przede wszystkim na udoskonalaniu procesu smarowania oraz konstruowaniu nowych elementów wykonawczych. Z kolei, z punktu widzenia teorii sterowania istotne jest tworzenie algorytmów kompensujących niekorzystne efekty działania tarcia.

W rozdziale przedstawiono statyczne charakterystyki tarcia zidentyfikowane dla układów SUP1, SUP2 oraz ROB. Na przykładzie SUP2 omówiono niekorzystny wpływ tego zjawiska na działanie systemów mechatronicznych. Wykazano przydatność modelu Karnoppa do symulacyjnych badań drgań ciernych oraz przedstawiono rezultaty wykorzystania sieci neuronowych, o specjalnej strukturze, do aproksymacji nieciągłej charakterystyki tarcia.

Omówiono wybrane klasyczne i inteligentne metody kompensacji drgań ciernych i błędów ustalonych śledzenia oraz podano wskazówki dotyczące ich stosowania. Porównano klasyczne regulatory *stiff* PD/PID i SRNF (*Smooth Robust Nonlinear Feedback*) oraz układy inteligentne z logiką rozmytą oraz siecią neuronową o specjalnej strukturze.

8.1. Modelowanie i identyfikacja tarcia

Modelowanie oraz identyfikacja tarcia pozwalają zrozumieć związane z tym zjawiskiem mechanizmy, wywołujące pewne niekorzystne efekty w układach mechatronicznych. Modele ułatwiają tworzenie skuteczniejszych metod kompensacji oraz umożliwiają ich symulacyjną weryfikację.

Modele tarcia najogólniej można podzielić na trzy grupy (Hensen 2002): *white-box*, *black-box* oraz *grey-box*. *White-box* wykorzystują podstawy fizyczne badanego zjawiska i dzieli się je na *statyczne* oraz *dynamiczne*. W modelach *black-box* (bazujących na danych eksperymentalnych) stosuje się zazwyczaj sieci neuronowe i struktury rozmyte. Z kolei *grey-box* łączą cechy dwóch poprzednich.

Podstawowe modele tarcia wykorzystywane do sterowania zakładają wiele uproszczeń, np. stacjonarność lub niewystępowanie rozłożenia parametrów.

Styczne modele *white-box*

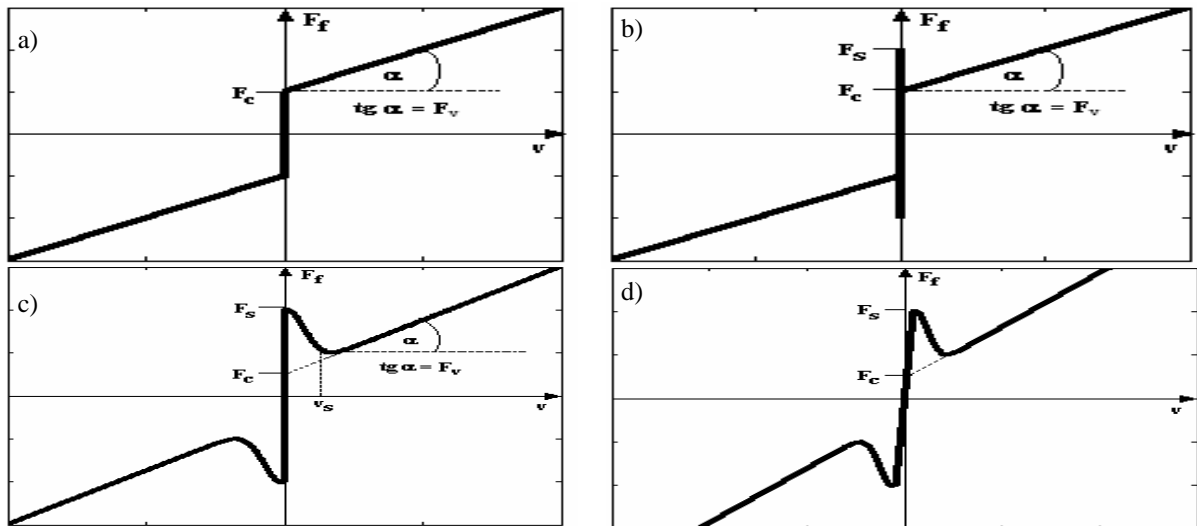
Styczne modele *white-box*, przy pomocy równań algebraicznych, opisują podstawowe własności tarcia. Wyróżnia się wśród nich modele klasyczne uwzględniające różne kombinacje tarcia Coulomba (F_c), wiskotycznego (F_v), statycznego (F_s) oraz efektu Stribecka. Charakterystyka przedstawiona na rys. 8.1a, uwzględnia tarcie wiskotyczne oraz Coulomba i jest opisana zależnością $F_f(v) = (F_c + F_v|v|) \operatorname{sgn}(v)$, gdzie v oznacza prędkość. Na rys. 8.1b

dotyczy tarcie statyczne otrzymując równanie
$$F_f(v) = \begin{cases} \pm F_s & : v = 0 \\ (F_c + F_v|v|) \operatorname{sgn}(v) & : v \neq 0 \end{cases}$$

Charakterystykę z rys. 8.1c uzyskano uwzględniając efekt Stribecka. Jej model matematyczny dany jest wzorem (Canudas de Wit *et al.* 1995)

$$F_f(v) = \begin{cases} \pm F_s & : v = 0 \\ (F_c + (F_s - F_c)e^{-\left(\frac{v}{v_s}\right)^2} + F_v|v|) \operatorname{sgn}(v) & : v \neq 0 \end{cases}, \quad (8.1)$$

gdzie v_s to tzw. prędkość Stribecka.



Rys. 8.1. Statyczne modele tarcia. Oznaczenia: F_f – siła tarcia, v – prędkość, F_c – tarcie Coulomba, F_v – wiskotyczne, F_s – statyczne, v_s – prędkość Stribecka

Przedstawione modele nie są ciągłe oraz nie definiują w sposób jednoznaczny siły tarcia dla prędkości równej zero. Nieciągłość opisu matematycznego prowadzi często do problemów numerycznych. W literaturze (Haessig, Friedland 1991) spotyka się ciągłe aproksymacje charakterystyki tarcia (rys. 8.1d), które jednakże prowadzą do wyników symulacyjnych, niezgodnych z rzeczywistymi. Konieczność precyzyjnego określenia czasu, w którym należy dokonać przełączenia opisu funkcyjnego dla prędkości równej zero, stanowi istotną wadę modelu danego wzorem (8.1). Aby wyeliminować te trudności, w pracy Karnoppa (1985) zaproponowano model

$$F_f(v, F_e) = \begin{cases} F_f(v) & |v| \geq \alpha \\ F_f(F_e) & |v| < \alpha \end{cases}$$

w którym zdefiniowano niewielkie otoczenie $v \in (-\alpha, \alpha)$, wewnątrz którego przyjmuje się zerową wartość prędkości. W tym przypadku tarcie dla $|v| < \alpha$ jest zależne od zewnętrznych sił (F_e) utrzymujących układ w spoczynku, zaś dla $|v| \geq \alpha$ jest zazwyczaj opisywane w funkcji prędkości, np. zależnością (8.1).

Dynamiczne modele *white-box*

Ponieważ charakterystyki statyczne nie odzwierciedlają wielu obserwowanych w rzeczywistości cech tarcia, opracowano wykorzystujące równania różniczkowe, modele dynamiczne. Umożliwiają one modelowanie takich efektów, jak np. histereza siły tarcia przy narastaniu i zmniejszaniu prędkości (*frictional lag*) oraz przemieszczenia przed fazą ruchu ślizgowego (*presliding displacement*). Spośród wielu modeli dynamicznych (Armstrong-Hélouvry *et al.* 1994, Olsson *et al.* 1998, Hensen 2002), takich jak: Dahl model, Bristle model, Reset integrator model, Bliman and Sorine model, Lubricated Contacts models, najbardziej rozpowszechnionym w dziedzinie teorii sterowania jest model LuGre (Canudas de Wit *et al.* 1995). Opisuje on strukturę powiązania pomiędzy dwoma stykającymi się ciałami, jako układ elastycznych włosków (*bristle model*), reprezentujących punkty kontaktu. Siła tarcia dana jest równaniem

$$F_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + f(v) \quad \text{i} \quad \frac{dz}{dt} = v - \frac{\sigma_0}{g(v)} \cdot z \cdot |v|, \quad (8.2)$$

gdzie z jest średnim odchyleniem włosków. Dla niewielkich odkształceń, model zachowuje się jak sprężyna o sztywności σ_0 i współczynnika tłumienia σ_1 . Funkcja $f(v)$ opisuje tarcie wiskotyczne, zaś $g(v)$ efekt Stribecka. W podstawowym modelu LuGre (Canudas de Wit 2003) funkcje te dane są zależnościami

$$f(v) = F_v v \quad (8.3)$$

oraz

$$g(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-(v/v_s)^2} \quad (8.4)$$

W literaturze spotyka się modyfikacje opisów (8.3) i (8.4), pozwalające uzyskać lepsze dopasowanie statycznej części modelu, określonej wzorem $F_{ss} = g(v) \operatorname{sgn}(v) + f(v)$, do danych eksperymentalnych. W przypadku układów o napędzie bezpośrednim realizowanym przez silniki Megatorque w pracy Bona *et al.* (2003 ECC, IFAC) zaproponowano następujące postacie tych funkcji

$$f(v) = F_v v + F_{v2} v^2, \quad (8.5)$$

oraz

$$g(v) = \alpha_0 + \alpha_1 e^{-(v/v_1) \operatorname{sgn}(v)} + \alpha_2 (1 - e^{-(v/v_2) \operatorname{sgn}(v)}) \quad \text{gdzie } F_s = \alpha_0 + \alpha_1, \quad F_c = \alpha_0 + \alpha_2. \quad (8.6)$$

Symulacje układów mechatronicznych z pełnym modelem LuGre są czasochłonne i wymagają znacznych nakładów na obliczenia. Identyfikacja jego parametrów nie jest zadaniem łatwym oraz wymaga układów pomiarowych o wysokiej dokładności (Canudas de Wit 2003). Dlatego też, dla badanych w niniejszej pracy obiektów, zidentyfikowano statyczną część modelu LuGre, którą wykorzystano do badań symulacyjnych wraz z modelem Karnoppa.

Identyfikacja statycznej części modelu LuGre dla SUP1, SUP2, oraz ROB

Identyfikację przeprowadzono wykorzystując, między innymi, procedurę zaproponowaną w pracy Canudasa de Wit (2003). Aby zmniejszyć wpływ tarcia statycznego na uzyskiwane wartości momentów bezwładności oraz współczynniki tarcia wiskotycznego, wyznaczono je (tab. 8.1) dla dużych prędkości ruchu (Canudas de Wit 2003).

Tab. 8.1. Wyniki identyfikacji momentów bezwładności oraz współczynników tarcia wiskotycznego i statycznego dla SUP1, SUP2 oraz przegubów obrotowych ROB

	J [kg·m ² /rad]	F_s [Nm]	F_v [Nm·s/rad]
SUP1	0.000047	0.025	0.00015
SUP2	0.000012	0.003	0.00011
ROB – człon 1	0.57	4.4	1.92
ROB – człon 2	0.038	2.4	0.55

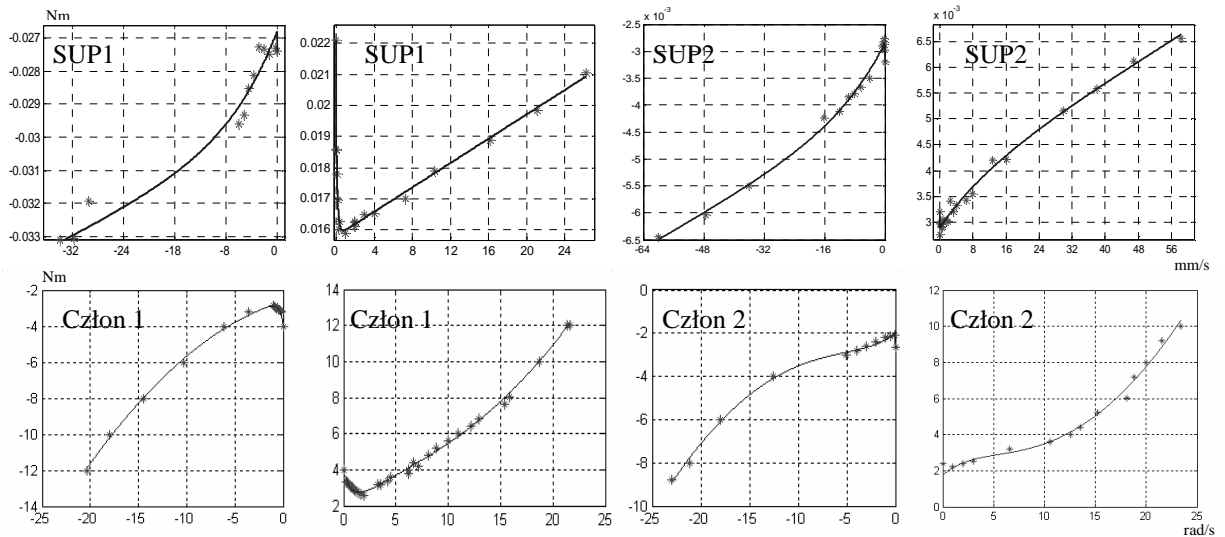
Średnie tarcie statyczne uzyskano rejestrując najmniejsze wartości momentów sterujących, które wymuszały ruch układów będących w spoczynku (Bona *et al.* 2002). Aby zidentyfikować pełną statyczną charakterystykę tarcia, realizowano trzy typy eksperymentów (Żabiński, Turnau 2005). Pierwszy z nich polegał na uzyskaniu ruchu ze stałą prędkością w odpowiedzi na skokowy sygnał sterowania (dla otwartych pętli regulacji położenia i prędkości). Drugi i trzeci realizowano w zamkniętej pętli regulacji położenia, wymuszając ruch ze stałą prędkością albo stałym przyspieszeniem przy pomocy regulatora PD lub korektora przyspieszającego. Ze względu na konieczność wyznaczania przyspieszenia na podstawie pomiarów położenia, eksperymenty trzeciego typu służyły głównie do weryfikacji rezultatów uzyskanych przy pomocy pozostałych metod. Ostatecznie, otrzymano modele niesymetryczne o parametrach zawartych w tab. 8.2. Ich wartości uzyskano metodą minimalizacji sumy kwadratów błędów.

Tarcie wiskotyczne $f(v)$ dla serwomechanizmów SUP1 oraz SUP2 opisano zależnością (8.3). Dla układu ROB, identycznie jak dla podobnego systemu omawianego w pracy Bona *et al.* (2003 ECC, IFAC), zastosowano wzór (8.5). We wszystkich układach przyjęto funkcje $g(v)$ postaci (8.6) ze względu na lepsze, niż dla (8.4), dopasowanie modelu do danych pomiarowych.

Tab. 8.2. Parametry niesymetrycznych statycznych charakterystyk tarcia układów SUP1, SUP2 oraz przegubów obrotowych ROB

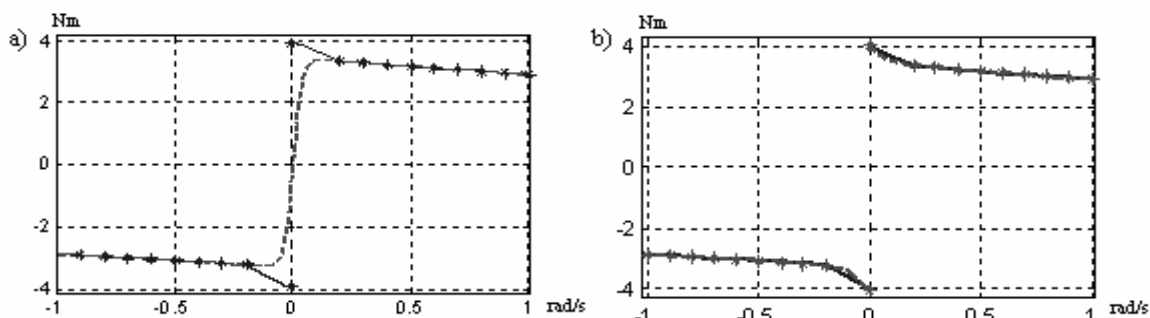
	SUP1		SUP2		Człon 1 ROB		Człon 2 ROB	
	$v > 0$	$v < 0$	$v > 0$	$v < 0$	$v > 0$	$v < 0$	$v > 0$	$v < 0$
α_0	0.019	0.0267	0.0028	0.0028	1.4396	2.6364	1.7373	1.9904
α_1	0.0029	0.0006	0.0003	0.00034	2.4848	1.2772	0.6627	0.6497
ν_1	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.8962	0.3535	0.0001	0.0001
α_2	-0.003	0.0031	0.00082	0.0012	2.8494	0.8615	2.9713	2.3236
ν_2	0.436	18.89	15.99	15.9	4.1190	18.6965	3.3923	3.7337
F_v	0.00007	0.000039	0.00004	0.00003	-0.0483	0.1084	-0.3653	-0.2684
F_{v2}	0	0	0	0	0.0190	0.0156	0.0259	0.0204

Dane pomiarowe oraz odpowiedzi modeli pokazano na rys. 8.2. Należy zwrócić uwagę na fakt, iż we wszystkich przypadkach obserwowany jest efekt Stribeck oraz liniowy bądź paraboliczny wzrost siły tarcia dla dużych prędkości. W przypadku SUP2, wykorzystującego prowadnice toczne, efekt Stribeck jest mniej widoczny niż dla SUP1 z prowadnicami ślizgowymi, co jest zgodne z przewidywaniami teoretycznymi (Pritschow 1995). Członny obrotowe ROB różnią się między sobą konstrukcją mechaniczną oraz ilością użytej w nich substancji smarującej. Większa jej ilość, w przypadku członu 1, powoduje wzrost znaczenia efektu Stribeck (rys. 8.2).



Rys. 8.2. Statyczne charakterystyki tarcia dla SUP1, SUP2 oraz przegubów obrotowych ROB. Oznaczenia: dane pomiarowe (*), model (-)

Na rys. 8.3 pokazano aproksymację charakterystyki dla członu 1 przy pomocy klasycznej (NN) oraz rozszerzonej sieci neuronowej (ANN) (rozdział 7.2). Użyto dwuwarstwowych sieci z 20 neuronami w warstwie ukrytej (sigmoidalne funkcje aktywacji) oraz jednym (liniowym) w warstwie wyjściowej. Część ANN zawiera jeden neuron ze skokową funkcją aktywacji. Uzyskane rezultaty potwierdzają przydatność zmodyfikowanej sieci neuronowej, zaproponowanej w pracy Lewisa *et al.* (2002), do aproksymacji nieciągłej charakterystyki tarcia.



Rys. 8.3. Neuronowa aproksymacja charakterystyki tarcia dla członu 1 układu ROB: NN (a), ANN (b).
Oznaczenia: dane eksperymentalne (*), aproksymacja (- -)

Przedstawione powyżej wyniki identyfikacji i aproksymacji tarcia zastosowano w badaniach symulacyjnych realizowanych w niniejszej pracy.

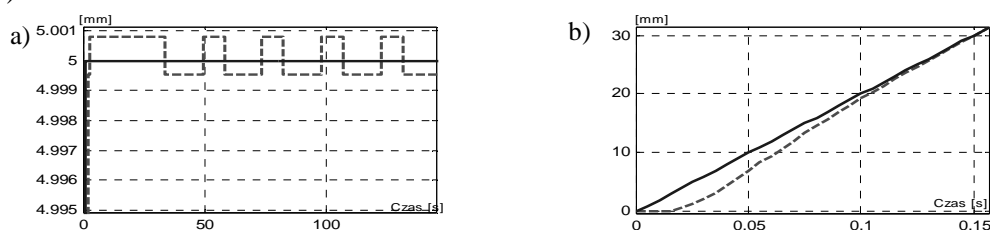
8.2. Niekorzystne efekty działania tarcia w układach mechatronicznych

W literaturze (Armstrong-Hélouvry *et al.* 1994) wyróżnia się cztery grupy zadań realizowanych przez układy mechatroniczne, w których tarcie wywołuje niekorzystne efekty (tab. 8.3).

Tab. 8.3. Błędy wprowadzane przez tarcie w układach mechatronicznych

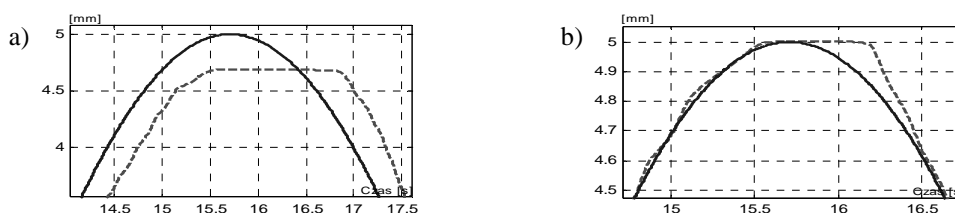
Typ zadania	Typ błędu
Regulacja	- błędy ustalone - cykl graniczny (<i>hunting</i>)
Śledzenie ze zmianą kierunku ruchu	- utrata płynności ruchu
Śledzenie z małą prędkością ruchu	- utrata płynności ruchu powodowana przez drgania cierne (<i>stick-slip</i>)
Śledzenie z dużą prędkością ruchu	- znaczne błędy ustalone

Tarcie w serwomechanizmach jest modelowane jako zakłócenie wejścia obiektu. Tłumaczy to przyczynę powstawania błędów ustalonych w zadaniach regulacji oraz śledzenia, gdy regulator nie posiada członu całkującego (rozdział 6.2). Z kolei wprowadzenie całkowania w regulatorze eliminuje, dla ruchu z dużą stałą prędkością, błędy ustalone będące wynikiem działania tarcia, jednakże wywołuje cykl graniczny dla odpowiedzi skokowych (rys. 8.4).



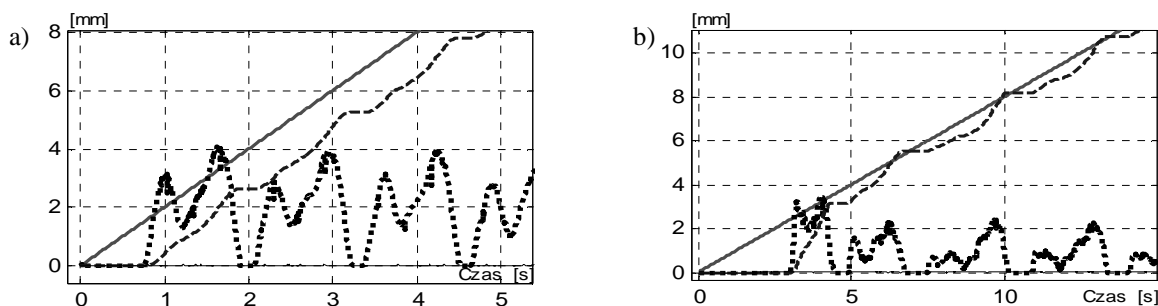
Rys. 8.4. Odpowiedzi układu SUP2 z regulatorem PID: cykl graniczny (a), ruch z dużą stałą prędkością (b).
Przebiegi: wartość zadana (-), położenie (--)

W zadaniu śledzenia ze zmianą kierunku, następuje utrata płynności ruchu powodowana przez efekt Stribecka. Pokazano to na rys. 8.5 dla śledzenia trajektorii sinusoidalnej przez SUP2 z regulatorem PD oraz PID.



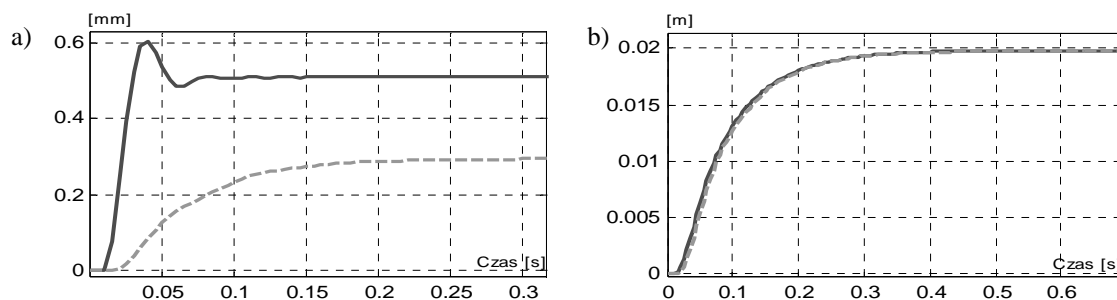
Rys. 8.5. Śledzenie trajektorii sinusoidalnej dla SUP2: regulator PD (a), regulator PID (b). Przebiegi: wartość zadana (-), położenie (--)

Najistotniejszym zjawiskiem, z punktu widzenia niniejszej pracy, są drgania cierne występujące dla ruchu z małą prędkością. Ich przyczyną jest efekt Stribecka, powodujący znaczny wzrost siły tarcia odpowiadający niewielkiemu zmniejszeniu prędkości (rys. 8.1c). Ma to miejsce, gdy prędkość układu jest bliska prędkości Stribecka. Przykłady drgań ciernych dla obiektu SUP1 przedstawiono na rys. 8.6.



Rys. 8.6. Drgania cierne w SUP1 z regulatorami: PD (a), PID (b). Przebiegi: wartość zadana (-), położenie(--), prędkość (..)

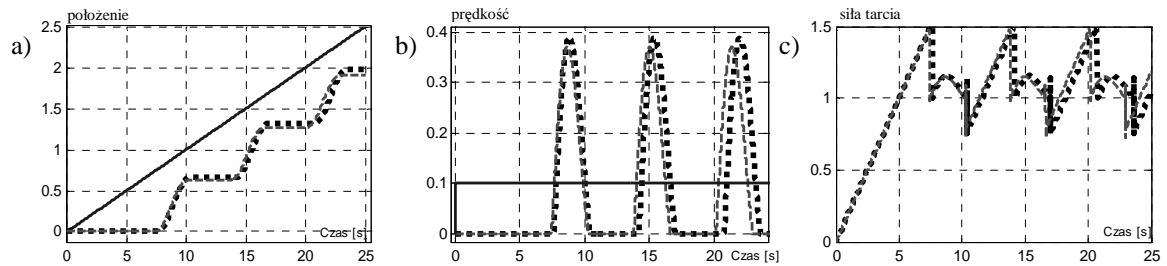
Tarcie powoduje rozbieżności (poprzez zwiększenie tłumienia w układzie) pomiędzy przewidywanymi teoretycznie a uzyskiwanymi praktycznie przebiegami dynamicznymi dla regulatorów klasycznych (rozdziały 4 i 5). Jego wpływ jest szczególnie istotny w sytuacji zmniejszenia rzeczywistego wzmocnienia serwomechanizmu w stosunku do przyjętego na etapie strojenia oraz znacznego ograniczenia sygnału sterującego, jak również nastrojenia regulatora na stosunkowo długie czasy regulacji. Regulator w takich przypadkach nie jest twardy (*stiff*), co czyni go szczególnie podatnym na zakłócenia wprowadzane przez tarcie. Jak pokazano na rys. 8.7a, gdy układ pracuje w liniowym zakresie oraz z nominalnymi parametrami, odpowiedzi skokowe struktury PD bez filtra wstępnego posiadają teoretycznie przewidywane przeregulowania.



Rys. 8.7. Odpowiedź skokowa układu SUP2 z dyskretnym regulatorem PD: układ pracuje bez ograniczenia sygnału sterowania (wartość skoku 0.5 mm) (a), układ pracuje ze znacznym ograniczeniem sygnału sterowania (wartość skoku 20 mm) (b). Przebiegi: układ bez filtra (-), z filtrem (--)

Zastosowanie filtra pozwala uzyskać przebiegi aperiodyczne, jednakże dla małych wartości skoku pojawia się widoczny błąd ustalony (rys. 8.7a). Gdy regulator pracuje ze znacznym ograniczeniem sygnału sterującego, odpowiedź układu rzeczywistego bez filtra wstępnego nie posiada przeregulowania, gdyż zostało ono stłumione (rys. 8.7b). Podobny efekt ma miejsce dla znacznego zmniejszenia wzmocnienia układu, które w przypadku teoretycznym powodowałoby przebiegi silnie oscylacyjne. Analogiczne zjawiska występują w strukturze z regulatorem PID.

Na rys. 8.8 pokazano przykłady drgań ciernych otrzymanych za pomocą symulacji komputerowych dla modeli tarcia Karnoppa oraz LuGre. Uzyskano niewielkie różnice, co pozwoliło na zastosowanie do badań symulacyjnych znacznie efektywniejszego obliczeniowo modelu Karnoppa (z parametrami tarcia zidentyfikowanymi w rozdziale 8.1).



Rys. 8.8. Symulacje drgań ciernych. Przebiegi: wartość zadana (-), model LuGre (--), model Karnoppa (..)

8.3. Klasyczne i inteligentne metody kompensacji tarcia

Najprostsza metoda kompensacji polega na wprowadzeniu do układu dodatkowej siły/momentu przeciwnej do aktualnej wartości tarcia (Armstrong-Hélouvry *et al.* 1994). Uzyskanie w taki sposób pełnej kompensacji, np. w oparciu o statyczny model, jest nieosiągalne w praktyce, gdyż identyfikacja parametrów tarcia odzwierciedla zazwyczaj ich średnie wartości. Dlatego też, eliminacja drgań ciernych, oparta na charakterystykach uzyskanych w rozdziale 8.1, prowadzi jedynie do niewielkiej poprawy przebiegów (Żabiński, Turnau 2005, Bona *et al.* 2003 IFAC). Dotyczy to w szczególności układów przemieszczeń liniowych SUP1 oraz SUP2, w których zależność parametrów tarcia od położenia jest szczególnie istotna. Dotychczas opracowano wiele metod kompensacji opartych na modelach tarcia, z których najbardziej obiecujące są strategie adaptacyjne (Armstrong-Hélouvry *et al.* 1994). Z uwagi na silnie nieliniowy charakter tego zjawiska, klasyczne metody wykorzystujące założenie o liniowości względem adaptowanych parametrów, nie są wystarczające (Lewis *et al.* 2002, Tatarzyn *et al.* 1996). Dlatego też, w niniejszej pracy wykorzystano adaptacyjny regulator z siecią neuronową (PD+NNC), nie wymagający LIP (rozdział 7). W praktyce dużą rolę odgrywają metody kompensacji niewymagające znajomości modelu tarcia (Tatarzyn *et al.* 1996). W dalszej części rozdziału, w celu eliminacji drgań ciernych, zastosowano dwie z nich, tzw. stiff PD/PID (wymagającą nastrojenia regulatorów na duże wartości nastaw) oraz SRNF (*Smooth Robust Nonlinear Feedback*), wskazaną w pracy Tatarzyna *et al.* 1996 jako najbardziej obiecującą z praktycznego punktu widzenia. Tym algorytmom klasycznym przeciwstawiono struktury rozmyte typu stiff FPD/FPID, opisane w rozdziale 6.

Metody kompensacji porównywano na podstawie wskaźników jakości związanych z dokładnością $I_1 = \int_0^{t_1} |e| dt$ oraz kosztem sterowania $I_2 = \int_0^{t_1} |u| dt$. Dodatkowo wprowadzono

wskaźnik $I_3 = \int_0^{t_1} |v_d - v| dt$ określający rozbieżność pomiędzy prędkością zadaną a rzeczywistą.

Im większa wartość I_3 , tym mniejsza płynność ruchu w przypadku występowania drgań ciernych (rys. 8.8b).

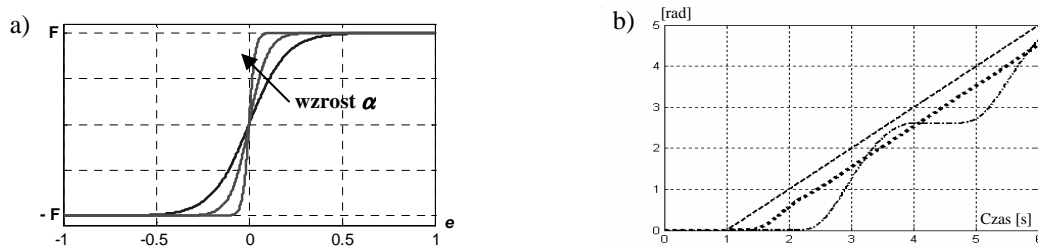
Klasyczne metody kompensacji: stiff PD/PID, SRNF

Uzyskanie dużych wartości nastaw, wymaga nastrojenia regulatora PD na krótki czas regulacji. Dlatego też, dla podstawowej konfiguracji stiff PD, stosowano metodę strojenia opisaną w rozdziale 4. W układach mechanicznych o zbyt małej sztywności, użycie struktury stiff może być utrudnione (Tatarzyn *et al.* 1996, Armstrong-Hélouvry *et al.* 1994, Żabiński, Turnau 2005). Dla badanych w niniejszej pracy systemów szczególnie dotyczy to członu 1 układu ROB. W jego przypadku zastosowano regulator PD w postaci korektora

przyśpieszającego $PD = k_p \left(1 + \frac{T_d s}{\frac{T_d}{D} s + 1} \right) = k \frac{s+z}{s+p}$ (Trybus 2005). Parametry z oraz p

uzyskano metodą linii pierwiastkowych.

Struktura SRNF wykorzystuje klasyczną pętlę regulacji położenia z regulatorem PD oraz dodatkowy człon kompensujący tarcie (Cai, Song 1993). Sygnał sterujący opisany jest zależnością $u_{SRNF} = u_{PD} + F \cdot \tanh(\alpha \cdot e)$, gdzie F oraz α są dobieranymi eksperymentalnie parametrami, zaś e błędem regulacji. Dla dużych wartości α , człon kompensujący staje się nieciągłym układem typu *bang-bang* (rys. 8.9a).



Rys. 8.9. Charakterystyka członu korekcyjnego SRNF (a), kompensacja drgań ciernych dla członu 1 układu ROB (b). Oznaczenia dla rys. b: wartość zadana położenia (- -), SRNF (-.-), korektor przyśpieszający PD (..)

Dla członu 1 układu ROB, nie wyeliminowano drgań ciernych przy pomocy SRNF (Żabiński, Turnau 2005). Dlatego też, zastosowano korektor przyśpieszający (opisany powyżej), który zapewnił płynność ruchu (rys. 8.9b). Należy zwrócić uwagę na fakt, iż w przedstawionym przypadku źródłem drgań ciernych była mechaniczna deformacja hamulca silnika a nie efekt Stribecka. Również ze względu na niewystarczającą sztywność konstrukcji członu 1, nie było możliwe określenie odpowiednio dużych wartości parametrów SRNF. Gdy przyczyną utraty płynności ruchu był efekt Stribecka, nie napotkano takich trudności w żadnym z pozostałych obiektów.

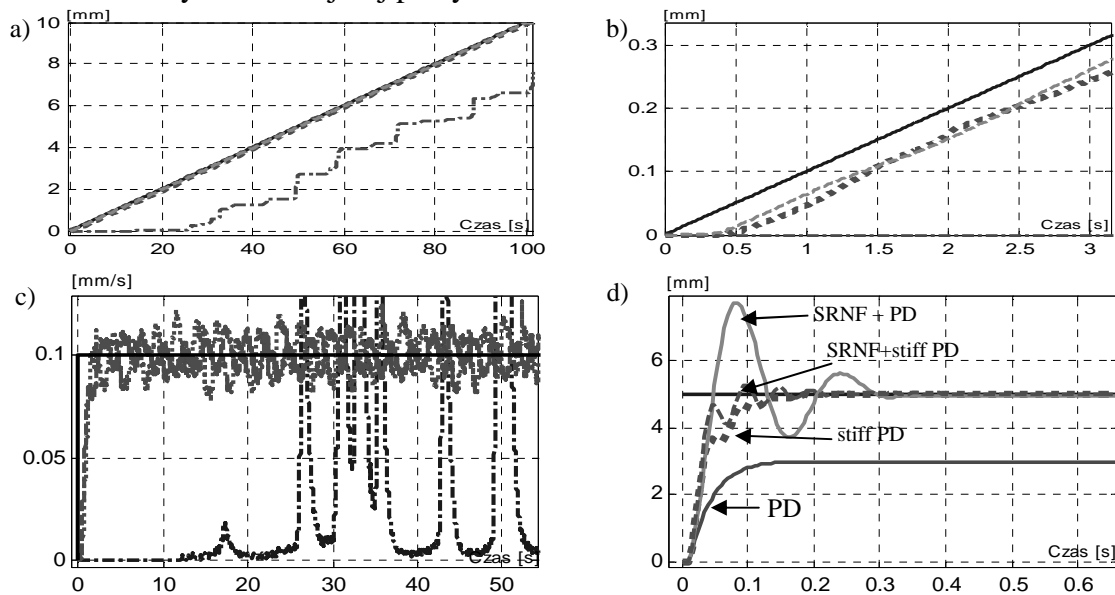
Przykładowe wyniki eksperymentów dla SUP2 przedstawiono na rys. 8.10. Ze względu na zastosowanie elementów mechanicznych o specjalnej konstrukcji, drgania cierne występują w tym układzie jedynie dla małych prędkości oraz niewielkich wartości nastaw regulatorów. Strukturę PD nastrojono dla czasu regulacji $t_r = 0.9$ s, stiff PD dla $t_r = 0.13$ s, zaś stiff PID dla $t_r = 0.35$ s. Eksperymentalnie dobrane parametry struktury SRNF wynoszą $F = 0.6$ i $\alpha = 150$, dając skokowe odpowiedzi zbliżone do stiff PD (rys. 8.10d). Czas regulacji przyjęty dla stiff PD wynosi $t_r = 26\Delta$ (kryterium (4.4)), zaś dla stiff PID $t_r = 70\Delta$ (kryterium (4.15)), dając w obu przypadkach nastawy o największych wartościach, zapewniających jednocześnie odpowiedzi skokowe bez oscylacji.

Ostatecznie w strukturze SRNF, dla obiektu SUP2, zastosowano regulator stiff PD, gdyż użycie PD, mimo iż eliminowało drgania cierne, prowadziło do znacznych przeregulowań dla odpowiedzi skokowych (rys. 8.10d) oraz większych wartości wskaźników I_1 i I_3 (tab. 8.4).

Wyniki zamieszczone w tab. 8.4 dowodzą, iż dodanie członu SRNF pozwala uzyskać lepszą dokładność oraz płynność ruchu przy mniejszym wydatku energetycznym. Zaletą stiff PD jest istnienie dobrze zdefiniowanych metod strojenia (rozdział 4) w odróżnieniu od eksperymentalnego doboru parametrów SRNF.

Kompensator SRNF można zastosować również z regulatorem PID. Uzyskuje się wtedy większą dokładność śledzenia niż w układzie z PD oraz porównywalną płynność ruchu. W tab. 8.4 zamieszczono wyniki eksperymentów dla struktury SRNF+PID z regulatorem PID nastrojonym na czas regulacji identyczny jak dla PD i nie zmienionych parametrach SRNF.

Ostatecznie, zaleca się stosowanie regulatorów stiff PD/PID, które w większości przypadków zapewniają eliminację drgań ciernych oraz nie wymagają eksperymentalnego doboru parametrów. Wyniki potwierdzające ten wniosek uzyskano również dla pozostałych obiektów badanych w niniejszej pracy.



Rys. 8.10. Klasyczna eliminacja drgań ciernych dla SUP2: położenie (a), powiększenie przebiegów położenia w pobliżu wartości zadanej (b), prędkość (c), odpowiedź skokowa (d). Oznaczenia dla rys. a, b, c: wartość zadana (-), SRNF + stiff PD(- -), stiff PD (..), PD (-.-)

Tab. 8.4. Średnie wartości wskaźników jakości dla klasycznych metod kompensacji drgań ciernych w SUP2

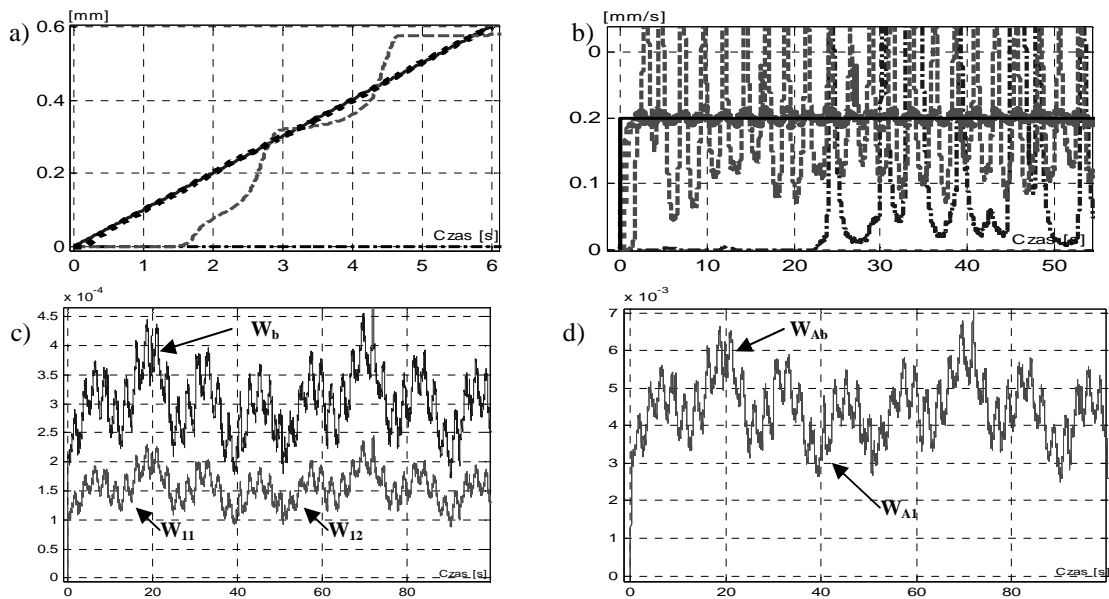
($t_i=100$ s)	PD	stiff PD	stiff PID	SRNF+PD	SRNF+stiff PD	SRNF+PID
I_1	0.2192	0.0061	0.00018	0.0099	0.00384	0.00098
odch. stand.	0.0065	0.00018	0.000073	0.0002	0.00008	0.00001
I_2	0.9939	0.9925	0.9930	0.9390	0.96377	0.92479
odch. stand.	0.0298	0.02893	0.0229	0.0207	0.0172	0.0109
I_3	0.0114	0.0009	0.00038	0.0016	0.00062	0.0012
odch. stand.	0.0003	0.000012	0.00015	0.00004	0.000006	0.00005

Inteligentne metody kompensacji: stiff FPD/FPID oraz PD+NNC

Inteligentną kompensację drgań ciernych oraz błędów ustalonych zrealizowano przy pomocy regulatorów rozmytych FPD i FPID (rozdział 6) oraz układu PD+NNC, wykorzystującego adaptacyjną sieć neuronową (rozdział 7).

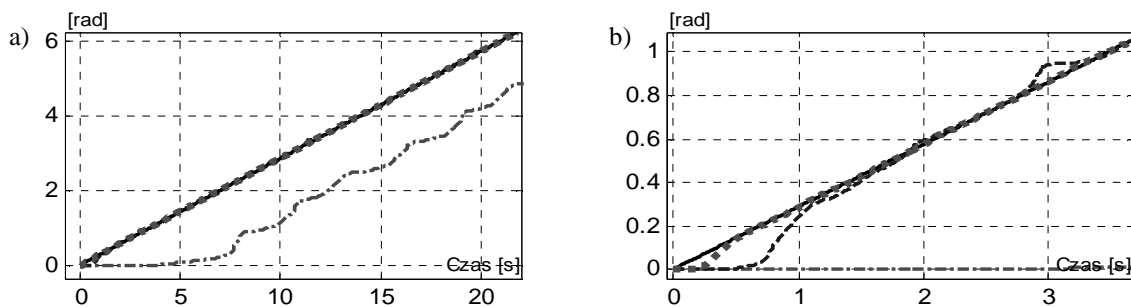
Struktury rozmyte nastrojono dla czasów regulacji identycznych jak w przypadku klasycznych stiff PD oraz stiff PID, a następnie zmodyfikowano je zgodnie z regułami podanymi w rozdziale 6.3.

W regulatorze PD+NNC zastosowano dwa neurony w warstwie ukrytej i jeden w warstwie rozszerzonej. Występujący w strukturze układ PD nastrojono na czas regulacji identyczny jak dla klasycznych metod kompensacji tarcia. Współczynniki algorytmu uczenia (7.14) oraz członu uodporniającego (7.13) dobrano eksperymentalnie jako: $K_z = 1$, $Z_B = 0.5$, $\alpha = 10$, $\beta = 10$, $\gamma = 50$, $k = 0.01$ (dla odpowiedzi skokowych zbliżonych do stiff PD). W układzie realizowana jest dodatkowa filtracja prędkości zalecana w rozdziale 7.2. Przykładowe eksperymenty dla SUP2 z klasyczną (NN) i rozszerzoną (ANN) siecią pokazano na rys. 8.11. Głównym parametrem PD+NNC, którego zwiększenie wpływa na poprawę płynności ruchu, jest γ . Wyniki eksperymentów z klasyczną oraz zmodyfikowaną siecią neuronową potwierdzają większą przydatność tej drugiej do kompensacji tarcia (tab. 8.5).



Rys. 8.11. Inteligentna eliminacja drgań ciernych dla SUP2: powiększenie przebiegów położenia w pobliżu wartości zadanej (a), prędkość (b), wagi warstwy wyjściowej sieci klasycznej (c), wagi części rozszerzonej (d) (oznaczenia zgodne z rys. 7.2). Przebiegi: wartość zadana (-), NN (--), ANN (..), PD bez kompensacji (-.-)

Rezultaty eksperymentów ze strukturą PD+NNC dla członu 2 układu ROB pokazano na rys. 8.12.



Rys. 8.12. Inteligentna eliminacja drgań ciernych dla członu 2 układu ROB: położenie (a), powiększenie przebiegów w pobliżu wartości zadanej (b). Oznaczenia: wartość zadana (-), NN (--), ANN (..), PD bez kompensacji (-.-)

Inteligentny układ stiff FPD pozwolił uzyskać lepszą dokładność i płynność ruchu (tab. 8.5) niż klasyczny stiff PD, mimo że regulatory zostały nastrojone dla identycznego czasu regulacji. Zastosowanie rozmytego układu stiff FPID, w porównaniu do klasycznego stiff PID, nie wpłynęło znacząco na otrzymywane rezultaty. Również konfiguracja stiff FP-FPI, omówiona w rozdziale 6.3, nie polepszyła płynności ruchu w stosunku do klasycznego stiff PID.

Tab. 8.5. Średnie wartości wskaźników jakości dla inteligentnych metod kompensacji drgań ciernych w SUP2

($t_1=100$ s)	stiff FPD	stiff FPID	stiff FP-FPI	NN	ANN ($\gamma = 50$)	ANN ($\gamma = 150$)
I_1	0.0025	0.00018	0.0005	0.0031	0.00048	0.00017
odch. stand.	0.00002	0.000002	0.000001	0.0002	0.000009	0.0000015
I_2	0.9984	1.0380	1.1087	0.9526	0.94234	0.9593
odch. stand.	0.00956	0.04242	0.0325	0.0132	0.0138	0.0158
I_3	0.0004	0.00032	0.00032	0.0046	0.00077	0.00031
odch. stand.	0.000004	0.000004	0.000004	0.0002	0.000011	0.000002

Układ PD+NNC z klasyczną siecią neuronową dobrze kompensuje błędy ustalone, jednakże nie redukuje znacząco drgań ciernych. Zastosowanie zmodyfikowanej sieci

eliminuje drgania zachowując wysoką dokładność. Należy podkreślić fakt, iż wartości początkowe wag warstwy ukrytej w każdym z eksperymentów były wybierane losowo, mimo to, uzyskano dużą powtarzalność wskaźników jakości (tab. 8.5).

Adaptacyjna struktura PD+NNC z siecią rozszerzoną (ANN) pozwala uzyskać dobrą dokładność śledzenia oraz płynność ruchu. Zwiększając γ , możliwe jest osiągnięcie korzystniejszych, niż w metodach klasycznych, wartości wskaźników jakości I_1 i I_3 . Odbywa się to jednak kosztem znacznych przeregulowań dla odpowiedzi skokowych.

W przypadku członu 1 układu ROB, również regulator PD+NNC, podobnie jak SRNF, nie zapewniał kompensacji drgań ciernych. Ze względu na niewystarczającą sztywność konstrukcji, użycie dużych wartości parametrów algorytmu uczenia (wymaganych dla eliminacji drgań ciernych) prowadziło do wibracji oraz niestabilności układu.

W rozdziale, na przykładzie systemów SUP2 oraz ROB, przedstawiono kompensację drgań ciernych oraz błędów ustalonych śledzenia, wprowadzanych przez tarcie. Wykorzystano klasyczne regulatory stiff PD, stiff PID i SRNF oraz inteligentne rozmyte stiff FPD, stiff FPID i adaptacyjny neuralny PD+NNC.

Układ SUP2 wybrano jako reprezentanta systemów mechanicznych o konstrukcji eliminującej tarcie. Z kolei człony manipulatora ROB charakteryzują się znaczną ilością substancji smarującej i napędem bezpośrednim. Zdaniem autora, rezultaty uzyskane dla SUP2 są szczególnie istotne, ponieważ tego typu układy są powszechnie stosowane w urządzeniach o wysokich wymaganiach, związanych z dokładnością. Eksperymenty dowodzą, iż drgania cierne występują w nich dla niewielkich prędkości ruchu (SUP2 - 0.1 mm/s zaś SUP1 - 2 mm/s rys. 8.6). i zbyt małych wartości nastaw regulatorów klasycznych.

W układach mechatronicznych o wystarczającej sztywności konstrukcji, klasyczne regulatory stiff PD/PID (strojone metodami opisanymi w rozdziale 4) zapewniają płynność ruchu w zadaniach śledzenia. Gdy warunek ten nie jest spełniony, należy stosować układ SRNF lub inteligentne regulatory FPD albo PD+NNC. Struktury te wymagają jednak eksperymentalnego doboru parametrów, co jest ich istotną wadą.

Doświadczenia przeprowadzone dla regulatora PD+NNC wykazały dużą powtarzalność uzyskiwanych rezultatów, pomimo losowego doboru wag warstwy ukrytej. Struktura ta dzięki mechanizmom adaptacyjnym oraz zdolności sieci neuronowej do aproksymacji nieciągłej i nieliniowej dynamiki, potwierdziła swoją przydatność do sterowania układami mechatronicznymi.

Dla klasycznych metod kompensacji drgań ciernych uzyskanie możliwie krótkiego czasu cyklu regulatora jest zagadnieniem o podstawowym znaczeniu. Umożliwia szybką reakcję układu sterowania na wzrost siły tarcia, wywoływany przez efekt Striebecka. Pozwala również uzyskać duże wartości nastaw regulatorów klasycznych, czyli tzw. struktury stiff. Dlatego też, zadanie kompensacji drgań ciernych narzuca systemom czasu rzeczywistego wysokie wymagania dotyczące długości i stabilności czasu cyklu.