



*Control of electromechanical object with backlash and elasticity within
interconnection between motor and load*

Sterowanie obiektem elektromechanicznym z luzem i elastycznością w połączeniu silnika z urządzeniem napędzanym

Krzysztof Nowopolski, Krzysztof Zawirski, Bartłomiej Wicher, Mateusz Tułodziecki

Instytut Automatyki i Inżynierii Informatycznej

Politechnika Poznańska

Seminarium ZSiEP 13.11.2015/WZEE 18.09.2015

Plan prezentacji

1. Zarys problemu

- obecność połączeń elastycznych w maszynach
- wpływ połączenia elastycznego na pracę mechanizmów

2. Model matematyczny

- połączenie elastyczne
- modele luzu

3. Struktury regulacji

- podejście klasyczne
- regulator PID-2DOF
- regulatory z dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi
- rozmyty układ sterowania

4. Wyniki symulacyjne

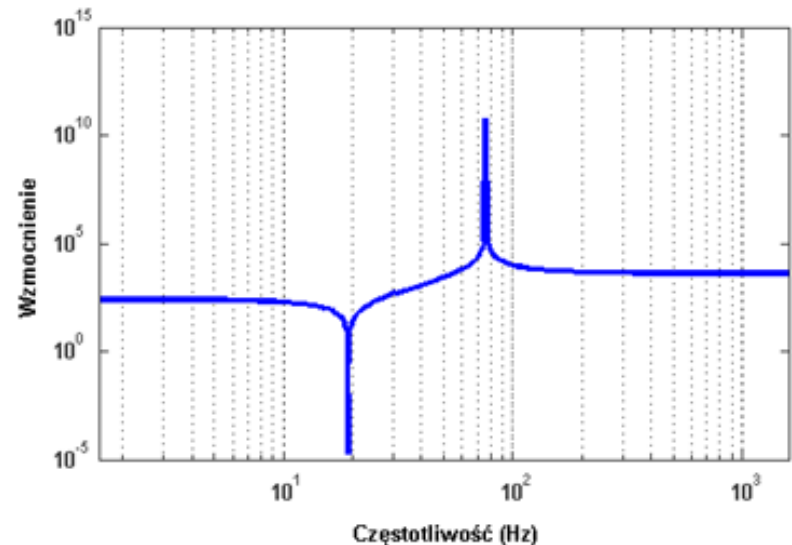
5. Wnioski

Problem elastyczności w napędzie elektrycznym

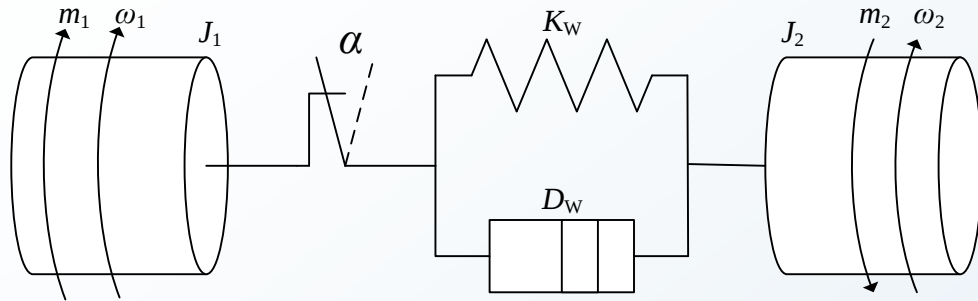


Wpływ elastyczności

- Skończona sztywność połączenia pomiędzy silnikiem a jego obciążeniem daje sposobność do powstawania dyslokacji obu końcówek wału.
- W stanach dynamicznych dyslokacje te przekładają się na powstawanie drgań skrętnych.
- Amplituda drgań skrętnych zmienia się w funkcji częstotliwości, cechując się występowaniem co najmniej jednej pary rezonans - antyrezonans.



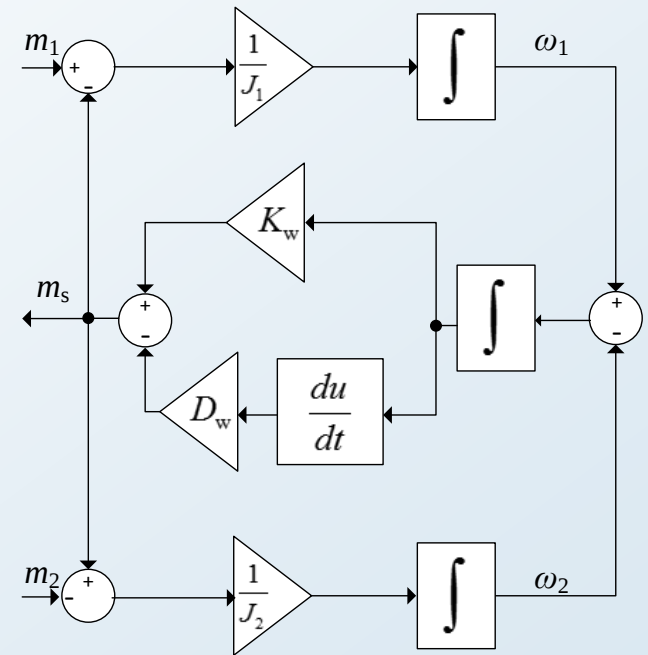
Najprostszy model ze sprężystością: układ dwumasowy



$$\frac{d}{dt} \omega_1 = \frac{1}{J_1} (m_1 - m_s)$$

$$\frac{d}{dt} \omega_2 = \frac{1}{J_2} (m_2 + m_s)$$

$$\frac{d}{dt} m_s = K_w (\omega_1 - \omega_2) + \frac{D_w (\omega_1 - \omega_2)}{dt}$$



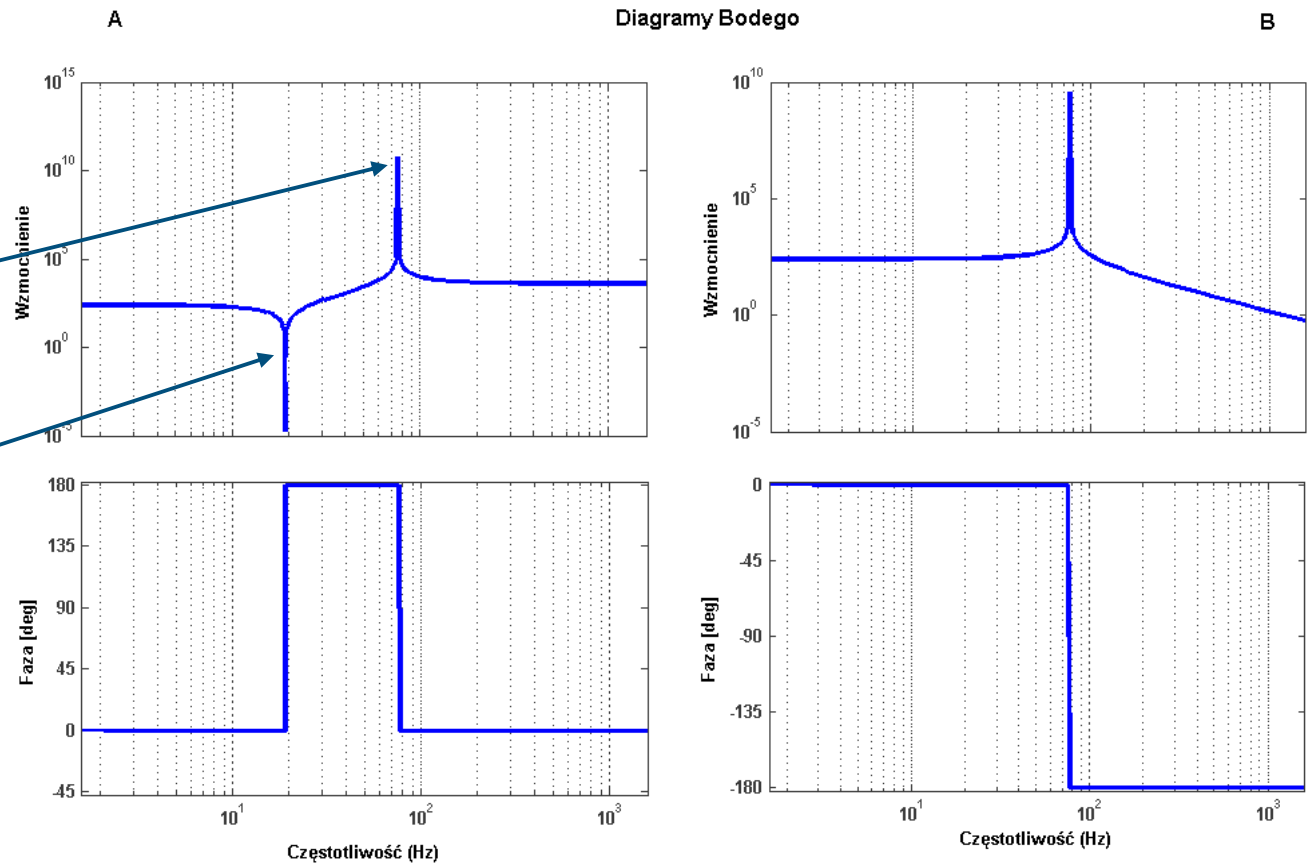
ω_1 – prędkość silnika, ω_2 – prędkość obciążenia, J_1 – moment bezwładności strony silnika, J_2 – moment bezwładności strony obciążenia, K_w – współczynnik sprężystości, D_w – współczynnik tłumienia, α – kąt luzu

Transmitancja operatorowa i widmowa układu dwumasowego

Częstotliwości
(anty)rezonansowe:

$$NTF = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_w J}{J_1 J_2}}$$

$$ARF = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_w}{J_2}}$$



Transmitancje
operatorowe:

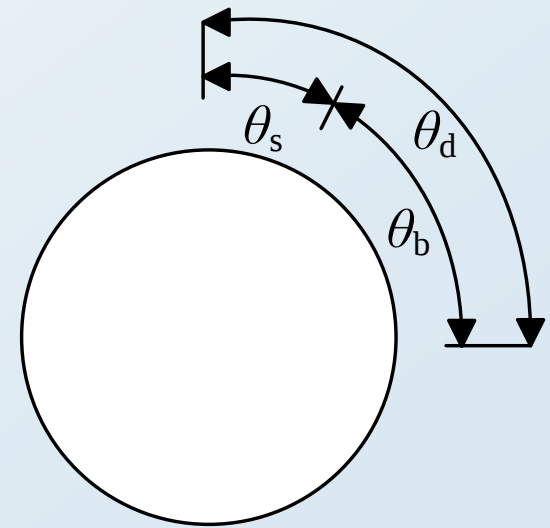
$$G_1 = \frac{\dot{\Omega}_1(s)}{M(s)} = \frac{1}{J_1} \cdot \frac{s^2 + (2\pi ARF)^2}{s^2 + (2\pi NTF)^2}$$

$$G_2 = \frac{\dot{\Omega}_2(s)}{M(s)} = \frac{1}{J_1} \cdot \frac{(2\pi ARF)^2}{s^2 + (2\pi NTF)^2}$$

Przyjęty model luzu

Dla modelu sprężystego z luzem, dyslokacja końców wału θ_d jest sumą kąta skręcenia wału θ_s i przemieszczenia w obrębie obszaru luzu θ_b ($-\frac{1}{2}\alpha < \theta_d < \frac{1}{2}\alpha$). Poniższe równanie stanu, opisujące układ dwumasowy z luzem, sprowadza się do całki z ograniczeniem $\pm\frac{1}{2}\alpha$.

$$\dot{\theta}_b = \begin{cases} \max\left(0, \dot{\theta}_d + \frac{K_w}{D_w} \theta_s\right) & \text{if } \theta_b = -\frac{1}{2}\alpha (m_s \leq 0) \\ \dot{\theta}_d + \frac{K_w}{D_w} \theta_s & \text{if } |\theta_b| < \frac{1}{2}\alpha (m_s = 0) \\ \min\left(0, \dot{\theta}_d + \frac{K_w}{D_w} \theta_s\right) & \text{if } \theta_b = \frac{1}{2}\alpha (m_s \geq 0) \end{cases}$$

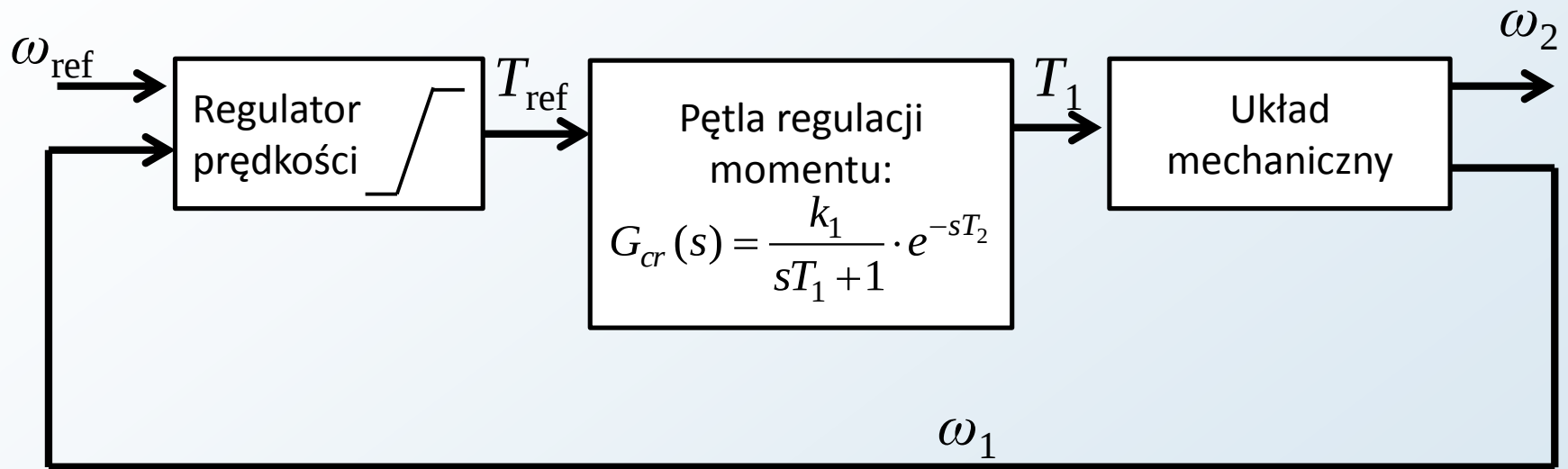


Założenia dotyczące badań

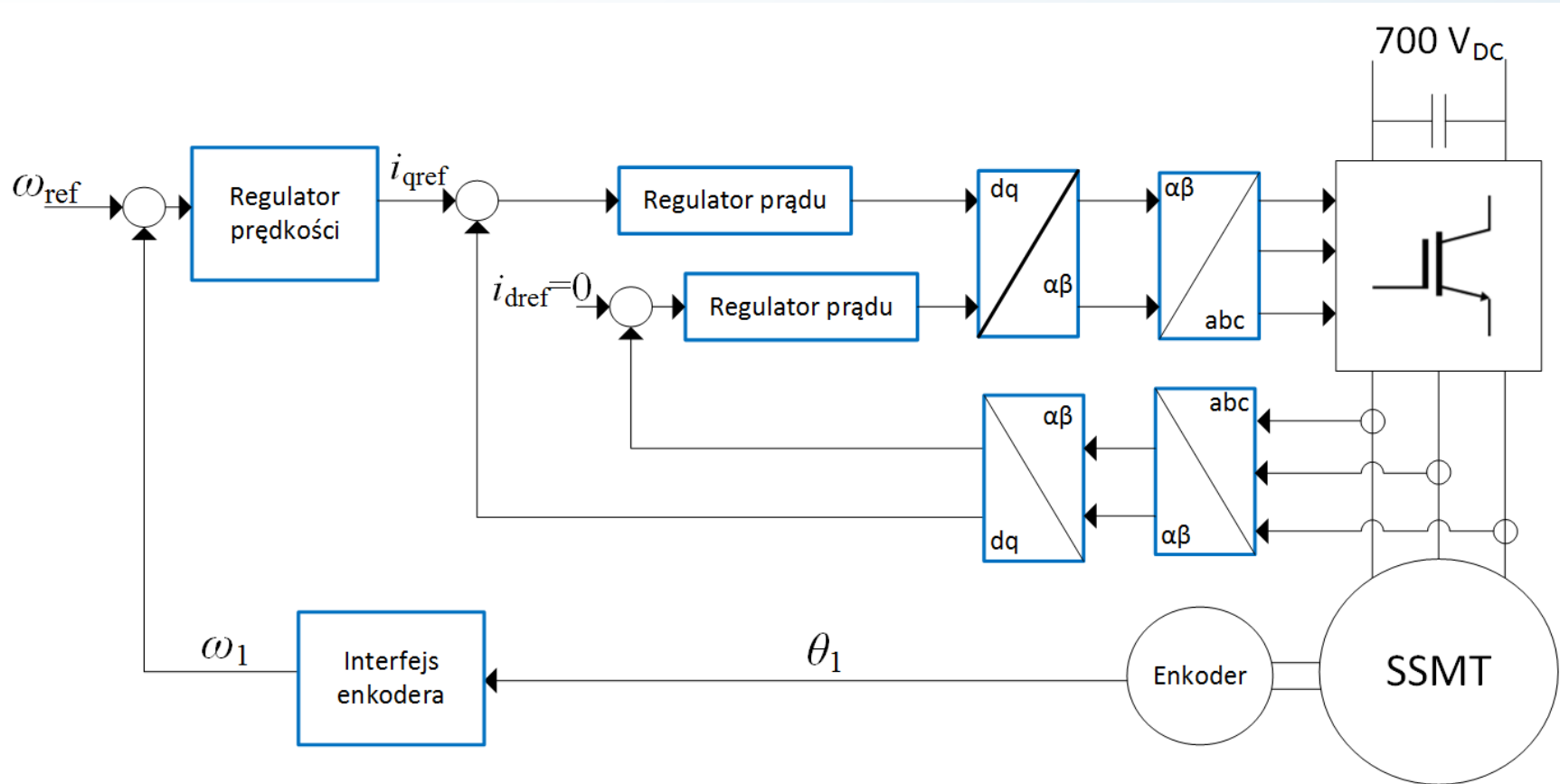
- Badania skupiały się na układzie regulacji prędkości, pętlę regulacji prądu uproszczono do połączenia inercji i opóźnienia, co jest uprawnione ze względu na inną skalę czasową jej dynamiki.
- Silnik pracuje w zakresie liniowym.
- Moment bezwładności połączenia silnika i obciążenia jest zerowy.
- Wewnętrzne struktury silnika i obciążenia są doskonale sztywne.
- Parametry modelu są zgodne z układem fizycznym, dostępnym w laboratorium Instytutu.

Parametr	Wartość	Jednostka
Moment bezwładności silnika	$2.5 \cdot 10^{-4}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Moment bezwładności obciążenia	$3.7 \cdot 10^{-3}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Badane szerokości luzu	0; 2.5 ; 5.0	deg
Współczynnik elastyczności wału łączącego	53.55	Nm/rad
Współczynnik tłumienia wału łączącego	$9.3 \cdot 10^{-3}$	$\text{Nm} \cdot \text{s/rad}$

Schemat układu regulacji



Schemat układu regulacji



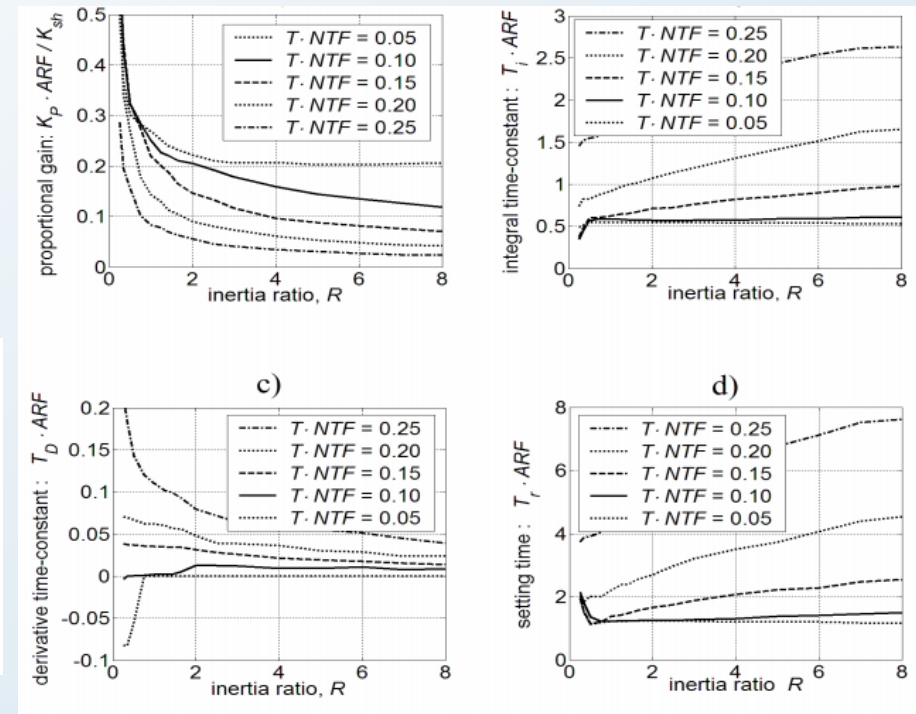
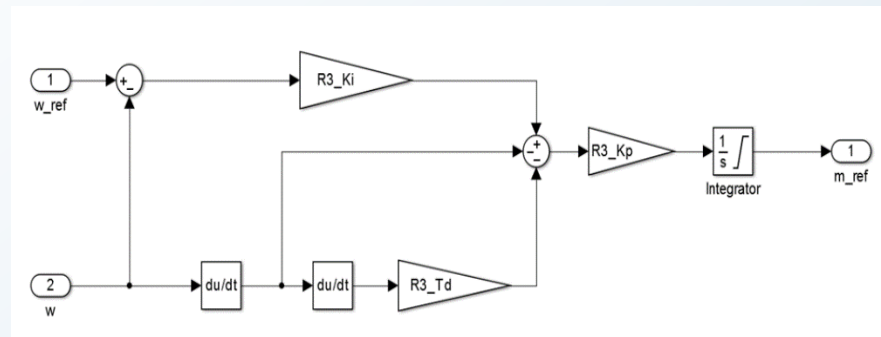
Regulator PI oraz 2DOF-PID

Nastawy regulatora dobrane wg kryterium symetrii:

$$K_I = \frac{1}{4T_\sigma}$$

$$K_P = \frac{J}{2KT_\sigma}$$

Regulator PID o dwóch stopniach swobody umożliwia niezależne kształtowanie charakterystyk odpowiedzi na skok wartości zadanej i zakłócenia. Dobór nastaw został przeprowadzony na podstawie badań opublikowanych w [1].



[1] S. Brock, J. Deskur, D. Janiszewski, R. Muszyński, "Active damping of torsional vibrations in servodrives".

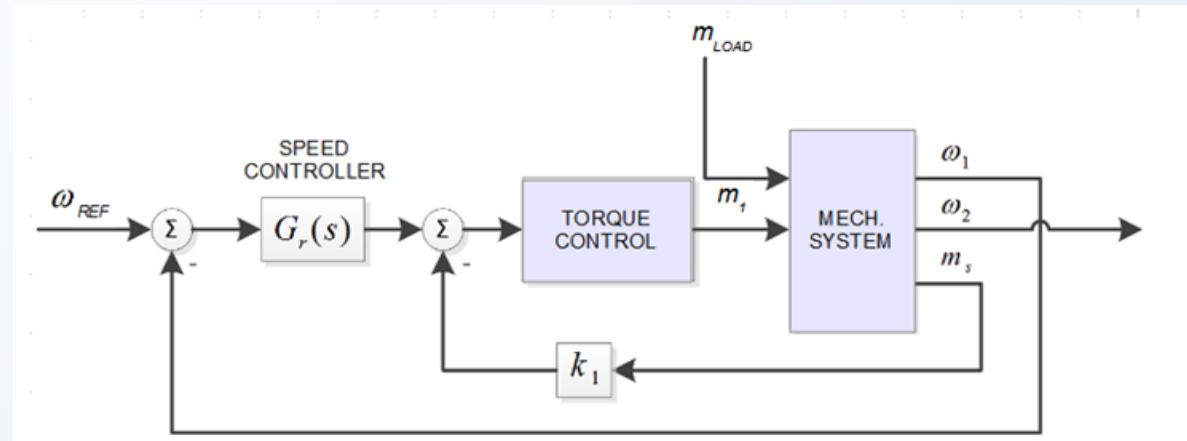
Regulator PI z dodatkowymi sprzężeniami

Dodatkowe sprzężenie od momentu skrętnego

$$k_1 = \frac{4\xi_r J_1}{J_2} - 1$$

$$K_I^{k1} = \frac{J_1 K_w}{J_2}$$

$$K_P^{k1} = 2\sqrt{J_1 K_w (1 + k_1)}$$

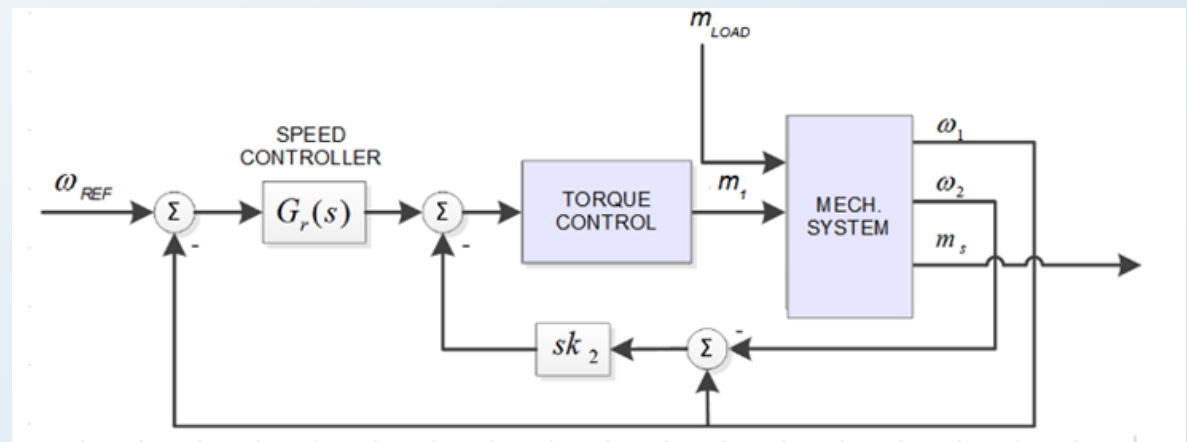


Dodatkowe sprzężenie od różnicy prędkości po obu stronach wału

$$k_2 = \frac{J_2 - 4\xi_r J_1}{4\xi_r + 1}$$

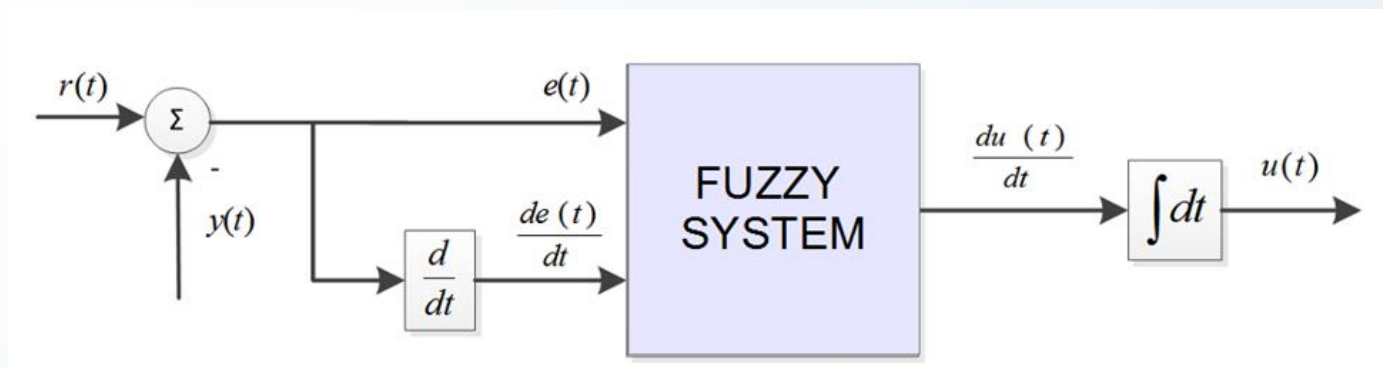
$$K_P^{k2} = 2\sqrt{\frac{(J_1 + k_2)(J_2 - k_2)K_w}{J_2}}$$

$$K_I^{k2} = \frac{(J_1 + k_2)K_w}{J_2}$$



Regulator rozmyty

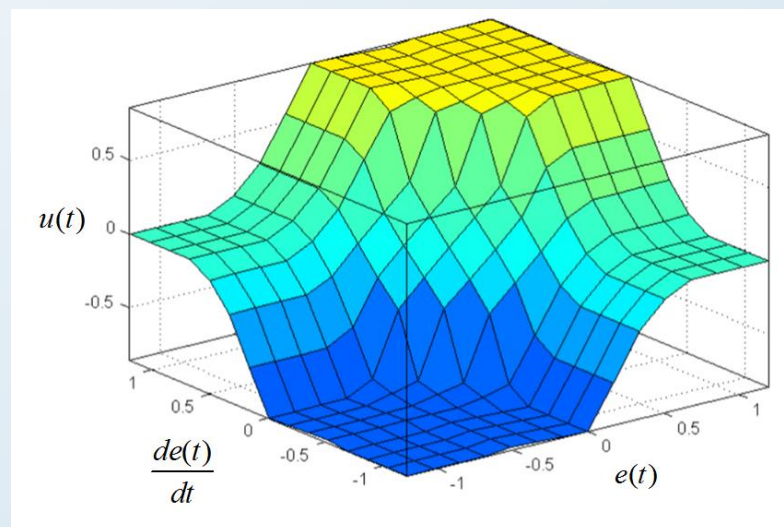
Struktura regulatora



Baza reguł

		$e(t)$							
			NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
$\frac{de(t)}{dt}$	NB	NB	NB	NB	NB	NB	NM	NS	Z
	NM	NB	NB	NB	NM	NS	Z	PS	
	NS	NB	NB	NM	NS	Z	PS	PM	
	Z	NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB	
	PS	NM	NS	Z	PS	PM	PB	PB	
	PM	NS	Z	PS	PM	PB	PB	PB	
	PB	Z	PS	PM	PB	PB	PB	PB	

Płaszczyzna sterowania



Wskaźniki regulacji

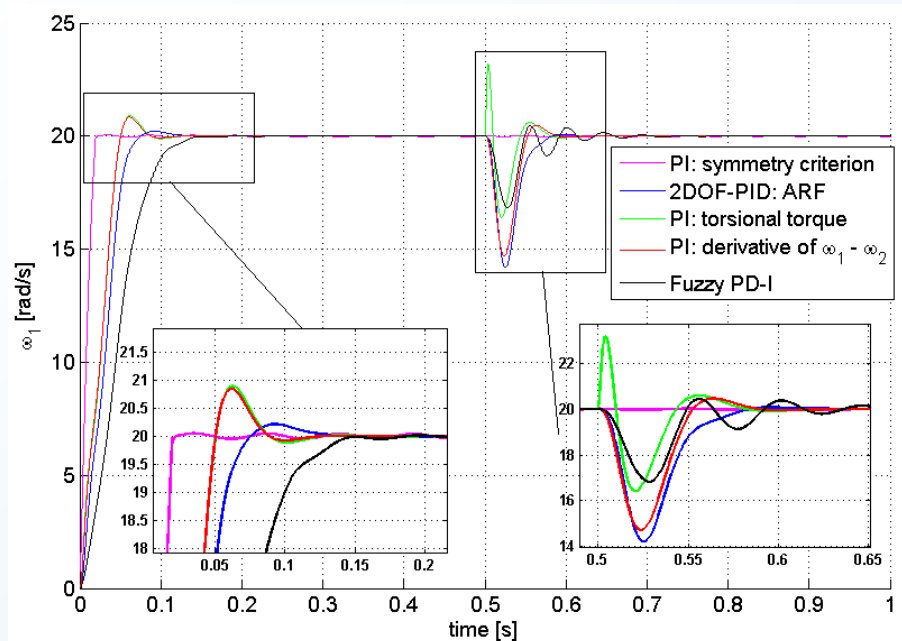
1. Czas regulacji: odstęp czasowy od zadania niezerowej wartości referencyjnej do ograniczenia oscylacji w odpowiedzi układu poniżej poziomu $\pm 5\%$ wartości zadanej.
2. Czas kompensacji zakłócenia: odstęp czasowy od przyłożenia momentu obciążającego po stronie wału przeciwległej do silnika do ograniczenia oscylacji poniżej $\pm 2\%$ wartości zadanej.
3. Przeregulowanie (w procentach wartości zadanej)
4. Wskaźnik ITAE uchybu $e(t)$

$$ITAE(t) = \int_0^T t \cdot |e(t)| dt$$

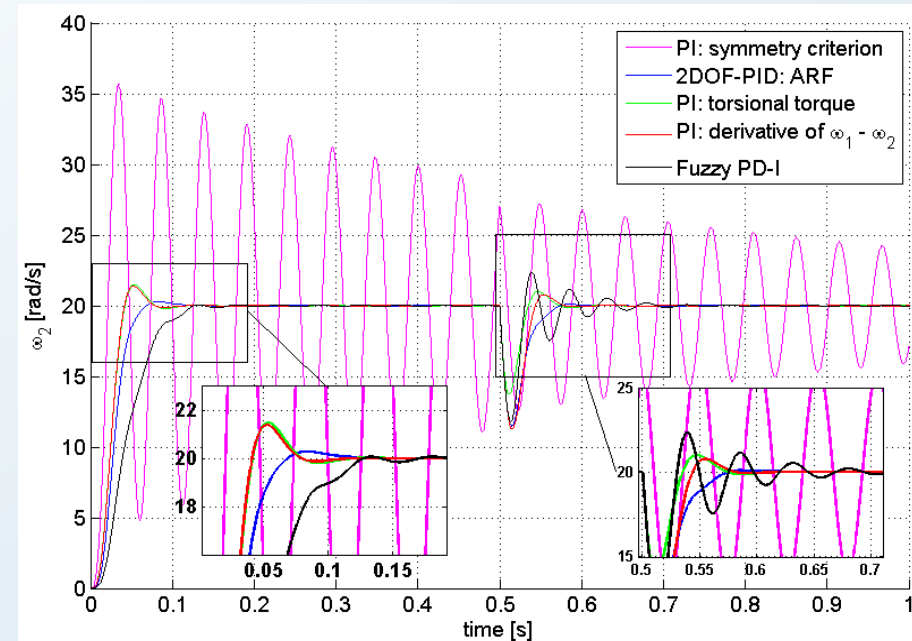
Powyższe wskaźniki wyznaczono dla obu stron napędu (strony silnika i obciążenia).

Wyniki symulacyjne – brak luzu $\omega_{REF} = 20\text{rad/s}$

Strona silnika

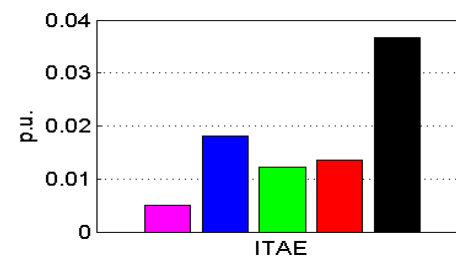
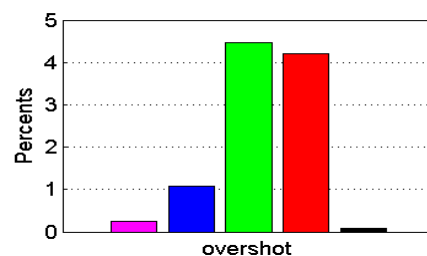
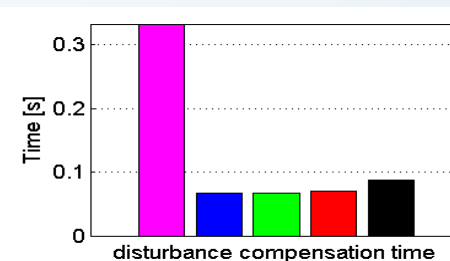
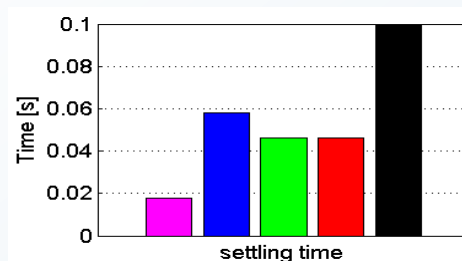


Strona obciążenia

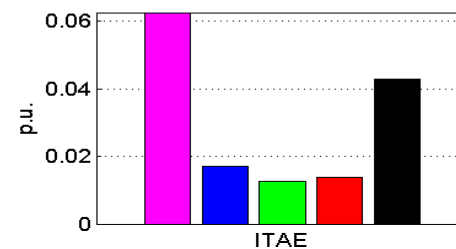
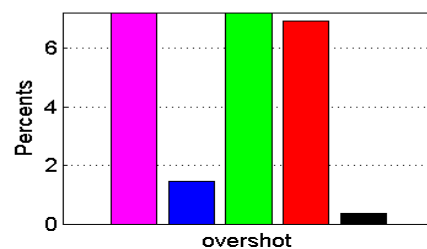
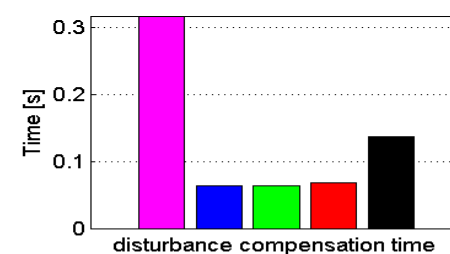
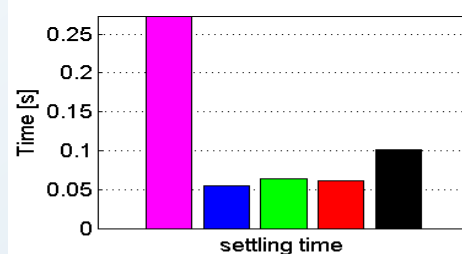


Wyniki symulacyjne – brak luzu $\omega_{REF} = 20\text{rad/s}$

Strona silnika

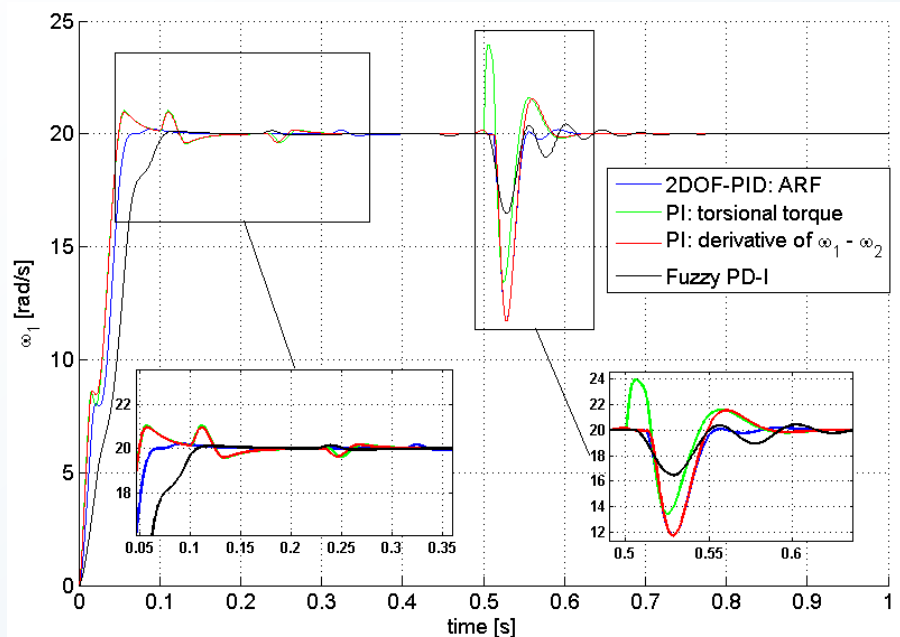


Strona obciążenia

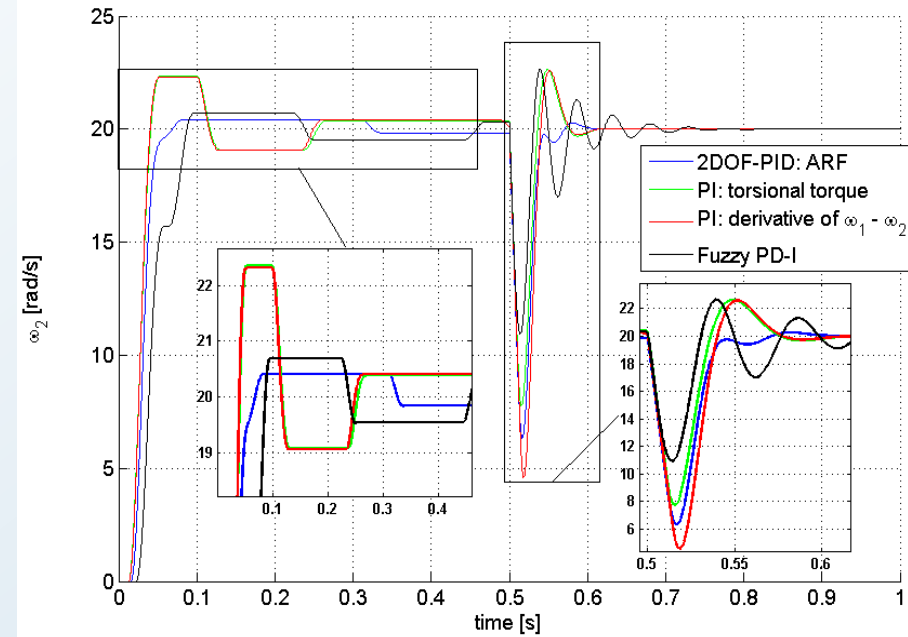


Wyniki symulacyjne – luz 2.5^0 , $\omega_{REF} = 20\text{rad/s}$

Strona silnika

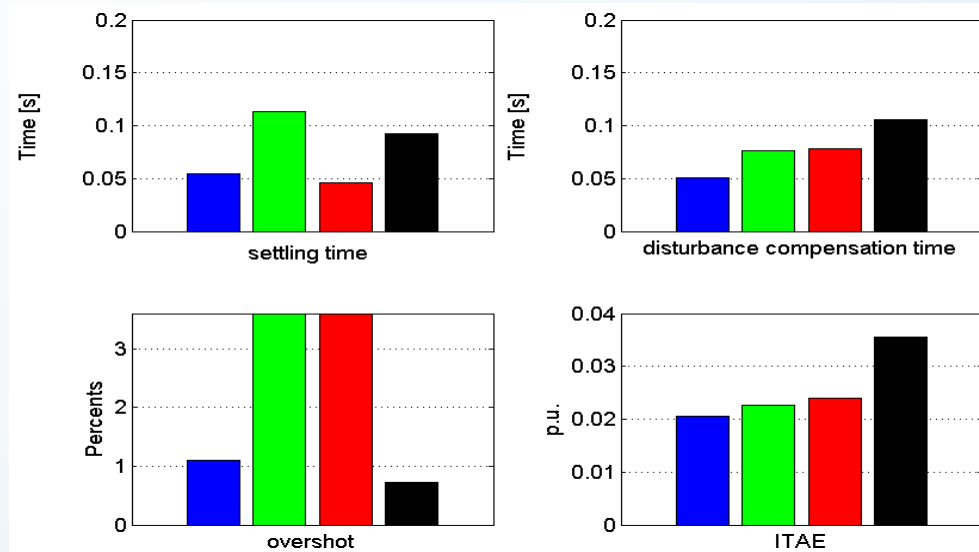


Strona obciążenia

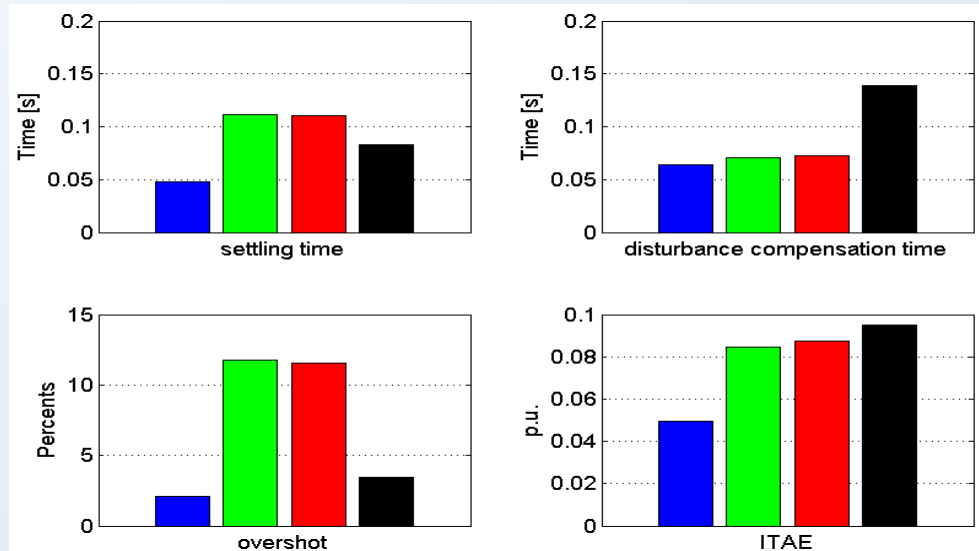


Wyniki symulacyjne – luz 2.5^0 , $\omega_{REF} = 20\text{rad/s}$

Strona silnika

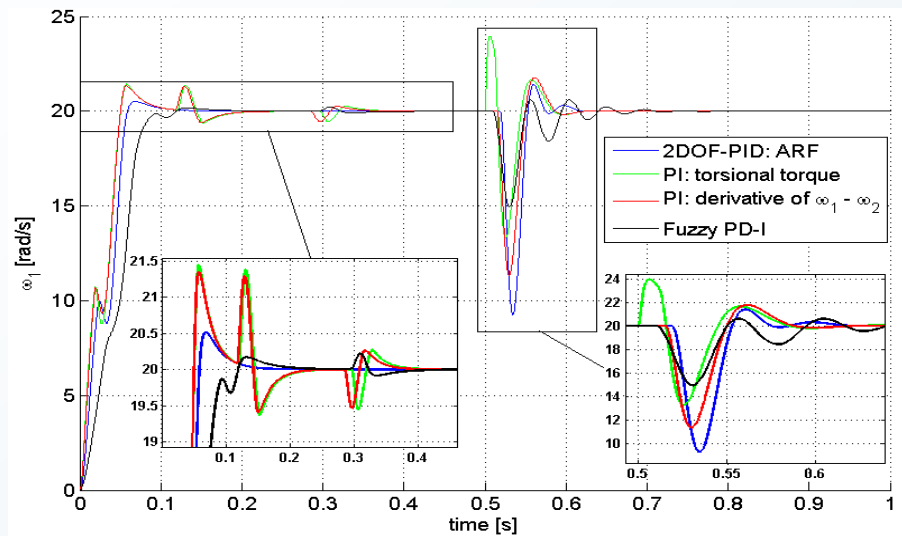


Strona obciążenia

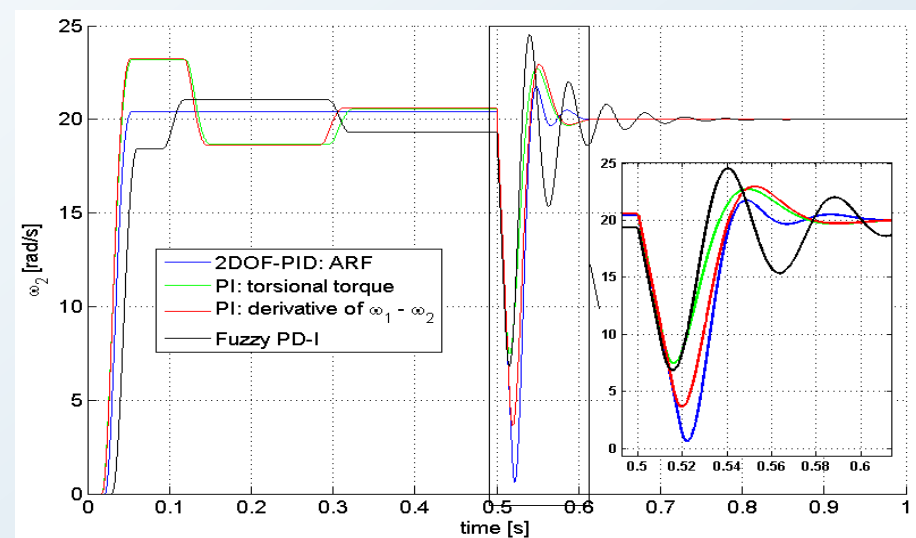


Wyniki symulacyjne – luz 5^0 , $\omega_{\text{REF}} = 20\text{rad/s}$

Strona silnika

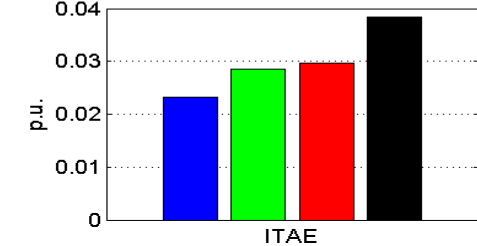
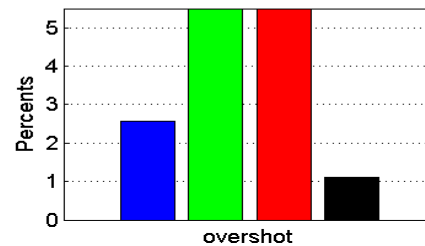
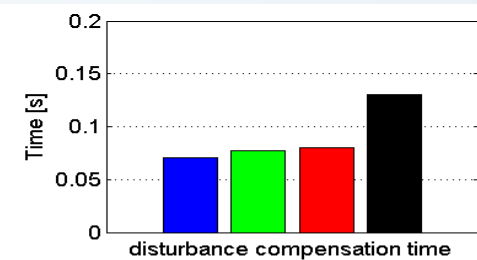
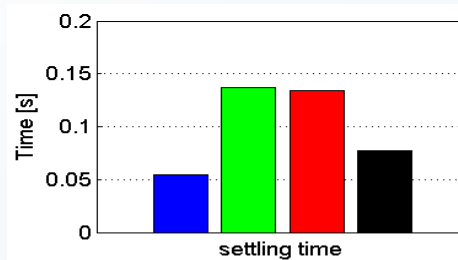


Strona obciążenia

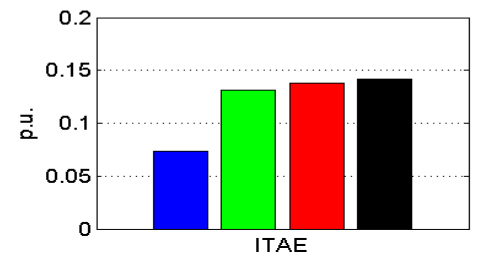
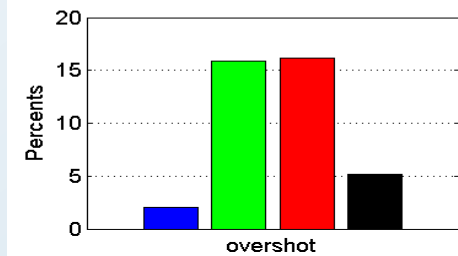
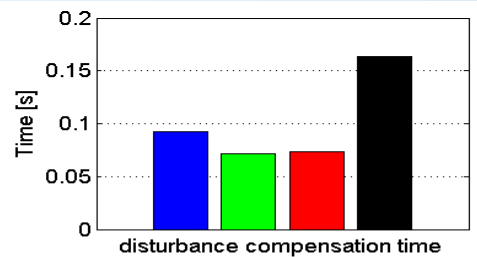
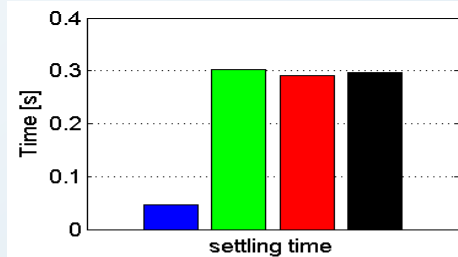


Wyniki symulacyjne – luz 5^0 , $\omega_{REF} = 20\text{rad/s}$

Strona silnika

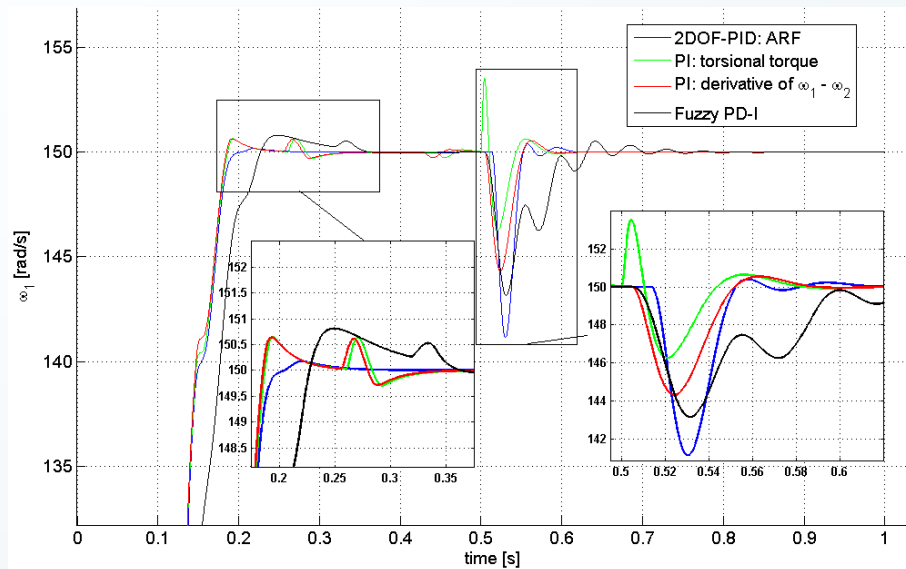


Strona obciążenia

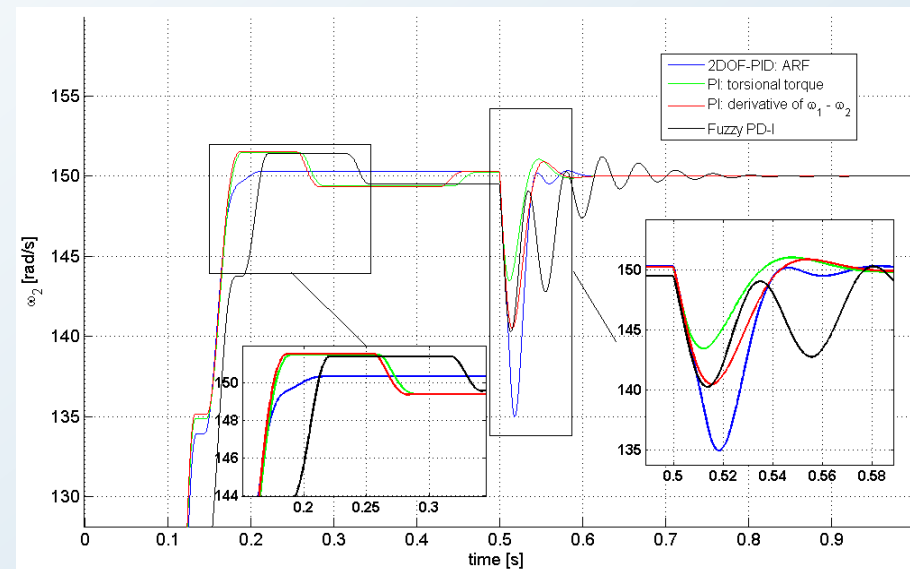


Wyniki symulacyjne – luz 2.5^0 , $\omega_{REF} = 150\text{rad/s}$

Strona silnika



Strona obciążenia



Podsumowanie

- Zastosowanie klasycznej struktury regulacji opartej o **kryterium symetrii** prowadzi do nieakceptowalnie dużej amplitudy drgań po stronie obciążenia.
- Każda z pozostałych, bardziej zaawansowanych struktur sterowania zapewnia akceptowalne wartości wskaźników stanów przejściowych i zerowy uchyb ustalony.
- Istotną zaletą regulatora **PID z dodatkowymi sprzężeniami** jest możliwość swobodnego kształtowania tłumienia układu zamkniętego. Niestety, wymaga on zastosowania dodatkowych czujników lub implementacji obserwatorów.
- Najkorzystniejsze wartości wskaźników otrzymano dla **regulatora PID o dwóch stopniach swobody**. Jest to struktura prosta w implementacji, o ile przeprowadzono identyfikację położenia rezonansu i wielkości opóźnień w torze regulacji.
- Wytypowana struktura **regulatora rozmytego** nie zapewniała znaczącej lepszej jakości sterowania. W szczególności, znacząco większe nakłady obliczeniowe w porównaniu do pozostałych regulatorów nie zostały zrekompensowane odpowiednim polepszeniem wartości przedstawionych wskaźników.

Dalsze badania

- Po uzupełnieniu stanowiska badawczego z napędem dwumasowym o sprzęgło z regulowaną wielkością luzu, przedstawione badania symulacyjne zostaną poparte weryfikacją eksperymentalną.
- Przeprowadzone zostaną dalsze badania porównawcze, polegające na skonfrontowaniu struktury 2DOF-PID z innymi topologiami regulatorów rozmytych.