

LABORATORIUM: Sterowanie rzeczywistym serwomechanizmem z modulem przemieszczenia liniowego

Wprowadzenie

Celem ćwiczenia jest identyfikacja oraz sterowanie serwomechanizmem za pomocą regulatorów PPI, PD, PID z filtrem oraz bez filtru.

Ćwiczenie składa się z następujących etapów:

1. Przygotowanie teoretyczne do ćwiczenia z następujących zagadnień:

- transmitancje i teoretyczne odpowiedzi skokowe serwomechanizmu sterowanego prądowo i napięciowo [1,2],
- metody określania parametrów transmitancji dla serwomechanizmów [1,2],
- podczas realizacji ćwiczenia należy na podstawie przebiegów położenia wyznaczyć wzmocnienie k transmitancji k/s^2 . Wzór jest podany w skrypcie Teoria Sterownia – Wykład 13, strona 257. Należy przećwiczyć przed zajęciami identyfikację wzmocnienia k dla danych symulacyjnych – **brak umiejętności prawidłowego użycia tego wzoru jest najczęstszą przyczyną przedwczesnego opuszczenia zajęć bez ich zaliczenia**,
- wpływ tarcia na kształt przebiegów dynamicznych serwomechanizmów (uchyby ustalone, efekt *Stribeck*, *stick-slip*, *limit cycles*) – wprowadzenie do ćwiczenia,
- należy przeanalizować i określić funkcje przełączników konfiguracyjnych na schematach z rys. 6, 8 i 9 – wprowadzenie do ćwiczenia,
- zapoznanie ze stanowiskiem (**punkt 1 instrukcji**).

2. Zainicjalizowanie stanów karty sterującej (Simulink/RT-CON).

3. Realizacja praktyczna ćwiczenia:

- określenie typu sterowania (prądowy, napięciowy) na podstawie kształtu odpowiedzi skokowych układu, serwomechanizmu oraz wyznaczenie parametrów transmitancji obiektu,
- dobranie nastaw regulatorów dla serwomechanizmu z wykorzystaniem wzorów zamieszczonych w instrukcji do ćwiczenia (uzyskane za pomocą metody linii pierwiastkowych): PD, PID oraz P-PI.
- sprawdzenie odpowiedzi układów dla wymuszenia skokowego (**wartość skoku 2 cm \rightarrow 0.02**),
- Dla wybranych przez prowadzącego struktur regulacji z punktu c) i wartości zadanych położenia (skokowe, trapezoidalne, sinusoidalne, liniowe) wykonaj eksperymenty w których tarcie istotnie wpływa na kształt odpowiedzi dynamicznych.

4. Sprawozdanie po wykonaniu ćwiczenia:

- zamieść podpisane screeny z otrzymanych eksperymentów,
- porównaj wyniki otrzymane dla poszczególnych struktur,
- określ wartości przeregulowań, czasów regulacji oraz błędów ustalonych,
- porównaj w sprawozdaniu wyniki uzyskane w systemie rzeczywistym z wynikami eksperymentów symulacyjnych wykonanych w pakiecie Matlab.

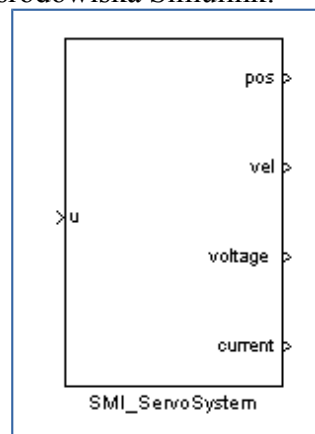
Literatura:

- L. Trybus 2005: *Teoria Sterowania – skrypt*
- T. Żabiński, Automatyka i Sterowanie, Wykład 6: Studium przypadku – serwomechanizmy <http://automatyka.kia.prz.edu.pl/index.php/automatyka-i-sterowanie-et/aiswyklady>
- http://www.smi4motion.com/2Products/New_Products
- www.galilmc.com
- www.inteco.cc.pl

1. Opis stanowiska laboratoryjnego

Stanowisko laboratoryjne składa się z mechanicznego układu, amerykańskiej firmy SMI, realizującego ruch liniowy. System ten znajduje zastosowanie głównie w urządzeniach medycznych związanych z zadaniami pozycjonowania np. głowic laserowych [3]. Układ wykorzystuje prowadnicę liniową oraz śrubę napędową z nakrętką (bez obiegu kulek) o konstrukcji eliminującej luzu związane z nawrotem (ang. *backlash*). Napęd zapewnia silnik prądu stałego firmy Yaskawa (Minertia Motor J Series) wraz z wzmacniaczem mocy MSA-12-80 firmy Galil (tryby pracy: sterowanie prądowe albo napięciowe) [4] oraz zasilaczem. Układ wyposażono w czujniki krańcowe firmy Hamlin wyłączające moduł mocy w przypadku przekroczenia przez wózek dozwolonej przestrzeni roboczej. Pomiar położenia wózka jest realizowany przy pomocy enkodera obrotowego umieszczonego na osi silnika. System sterowania układu oparty jest na komputerze PC z systemem Win32 oraz karcie wejścia/wyjścia RT-DAC4/PCI firmy INTECO [5]. Dzięki zastosowaniu specjalizowanego oprogramowania RT-CON [5] sterowanie układu jest realizowane z poziomu Matlab/Simulink. Stanowisko laboratoryjne wykorzystuje zestaw narzędzi programowo-sprzętowych określanych mianem systemu szybkiego prototypowania układów sterowania (RCP – Rapid Control Prototyping).

Interfejs karty RT-DAC4/PCI dla środowiska Simulink:



Rys. 1. Blok *SMI_ServoSystem*

Z poziomu Simulink układ widziany jest jako blok *SMI_ServoSystem* o jednym wejściu i czterech wyjściach:

Wejścia:

u – sterowanie z zakresu <-10,10>

Wyjścia:

pos – położenie wózka [m]

vel – prędkość wózka [m/s]

voltage – poziom napięcia zasilacza [V]

current – prąd płynący w obwodzie silnika [A]

UWAGA !

Nie należy włączać zasilania modułu mocy (przełącznik *Sieć* na obudowie) przed uruchomieniem komputera i zainicjalizowaniem stanów karty sterującej. Inicjalizację wykonuje się poprzez uruchomienie dowolnego z schematów sterujących z rys. 2, 3, 4, 6, 8 lub 9.

UWAGA !

W momencie uruchomienia schematu sterowania, aktualne położenie wózka jest przyjmowane za położenie odniesienia (wyjście *pos* bloku *SMI_ServoSystem* przyjmuje wartość zero).

UWAGA !

Ćwiczenie należy zrealizować na systemie podstawowym, a nie na maszynie wirtualnej!

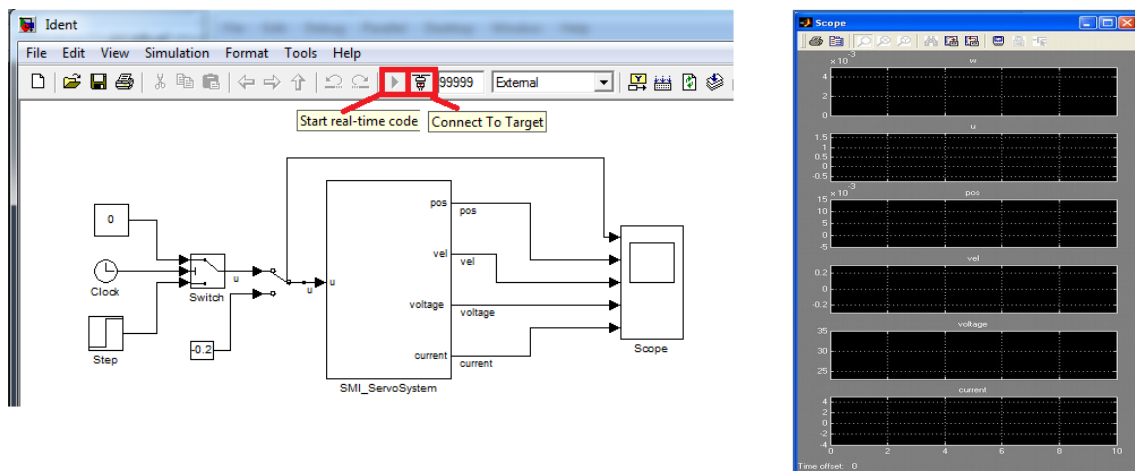
2. Przeprowadzenie eksperymentu - zainicjalizowanie stanów karty sterującej (Simulink/RT-CON):

- Uruchomić dowolny schemat z rozszerzeniem *.mdl z folderu wskazanego przez prowadzącego.
- Uruchomić eksperyment poprzez kliknięcie kolejno na przyciski **Connect To Target** oraz **Start real-time code** (zob. rys. 2).

UWAGA !

Podczas trwania eksperymentu (gdy symulacja jest włączona) nie należy klikać na przycisk **Connect To Target**, gdyż może to spowodować zawieszenie się aplikacji !

- Zakończenie eksperymentu odbywa się poprzez kliknięcie na przycisk **Stop real-time code**, który pojawił się w miejscu przycisku **Start real-time code** po włączeniu symulacji.



Rys. 2. Przykładowy schemat układu regulacji

- Zapis danych uzyskiwanych podczas eksperymentu odbywa się poprzez blok *Scope*. Aby dane były dostępne po zakończeniu eksperymentu blok *Scope* musi być otwarty podczas eksperymentu (zob. rys.2).

- Po wykonaniu eksperymentu dane można wykreślić w pakiecie Matlab oraz zapisać w pliku przy pomocy instrukcji (plik *SaveData.m*):

```
Dane.time=ScopeData.time;  
Dane.w=ScopeData.signals(1).values;  
Dane.u=ScopeData.signals(2).values;  
Dane.pos=ScopeData.signals(3).values;  
Dane.vel=ScopeData.signals(4).values;  
Dane.voltage=ScopeData.signals(5).values;  
Dane.current=ScopeData.signals(6).values;
```

```
figure  
plot(Dane.time,Dane.u,Dane.time,Dane.current,Dane.time,Dane.voltage);grid  
legend('u','current','voltage');
```

```
figure  
plot(Dane.time,Dane.w,Dane.time,Dane.pos,Dane.time,Dane.vel);grid  
legend('w','pos','vel');
```

```
figure  
plot(Dane.time,Dane.pos,Dane.time,Dane.w);grid  
legend('pos','w');  
save('NAZWA_PLIKU.mat','Dane');
```

gdzie:

NAZWA_PLIKU.mat – może być zastąpiona dowolną nazwą pliku !

UWAGA !

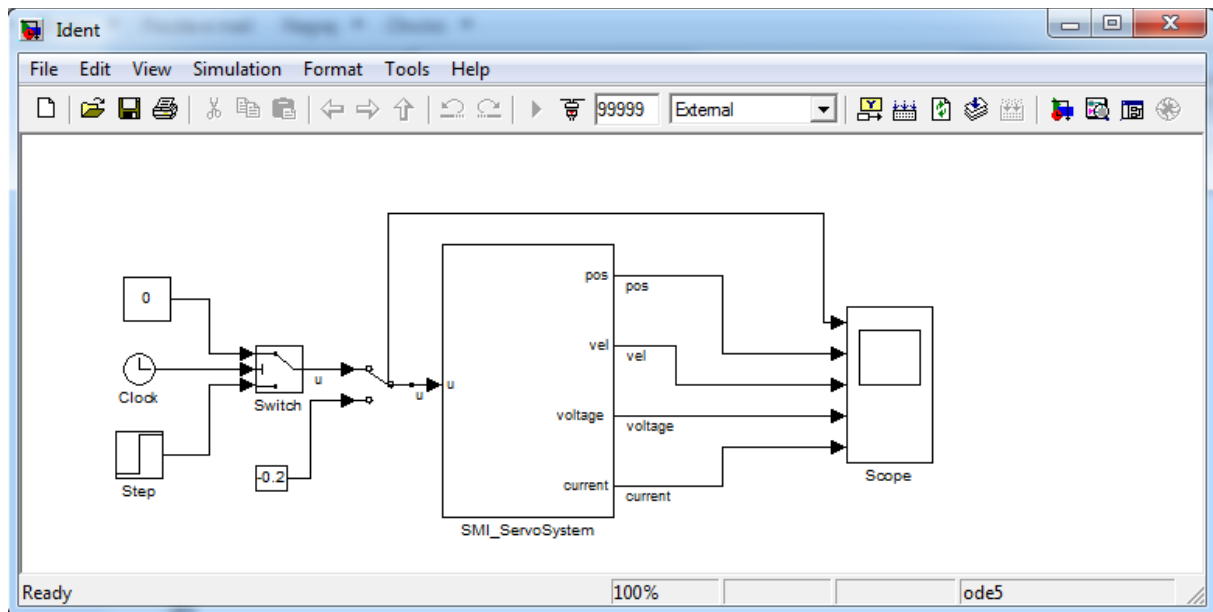
W przypadku zmiany struktury schematu, może być konieczna ponowna kompilacja projektu (system wyświetli odpowiedni komunikat) przy pomocy skrótu klawiaturowego: **Ctrl-B**.

3. Realizacja ćwiczenia

3.1 Identyfikacja serwomechanizmu:

Na podstawie kształtu odpowiedzi skokowych układu, określ typ sterowania (prądowy, napięciowy) serwomechanizmu oraz wyznacz parametry transmitancji obiektu:

- Wykorzystując schemat z rys. 3 (plik *Ident.mdl*) zarejestruj odpowiedź układu dla skoku sterowania.
- Określ wartość skoku [1,2] (parametry bloku *Step*, **typowa wartość dla identyfikacji wynosi 0.2**) oraz czas jego trwania w sekundach (parametr *Threshold* bloku *Switch*, typowa wartość wynosi **0.2 s**) tak aby układ pracował w liniowym zakresie.
- Na podstawie otrzymanych przebiegów położenia, prędkości i prądu określ typ sterowania silnika (prądowy albo napięciowy) oraz wyznacz wartości parametrów transmitancji [1,2].



Rys. 3. Schemat Simulink dla eksperymentu rejestracji odpowiedzi układu na skok sterowania

3.2 Sterowanie serwomechanizmem z użyciem regulatorów

Stosując wzory zamieszczone w instrukcji do ćwiczenia (uzyskane za pomocą metody linii pierwiastkowych) dobierz nastawy regulatorów dla serwomechanizmu (zadany czas regulacji podaje prowadzący, wykorzystaj parametry transmitancji uzyskane w punkcie 3.1):

- regulator PD - sprzężenie pozycyjne,
- regulator PID o podwójnym zerze – sprzężenie pozycyjne,
- regulator PID o podwójnym zerze z filtrem wstępnym – sprzężenie pozycyjne,
- regulator kaskadowy P–PI – sprzężenie pozycyjne i prędkościowe.

Sprawdź odpowiedzi układów dla wymuszenia (w pierwszej kolejności sprawdź działanie wszystkich układów dla wymuszenia skokowego):

- skokowego (**wartość wymuszenia: 2 cm → 0.02**),
- trapezoidalnego (ramp),
- sinusoidalnego – porównaj otrzymane wyniki dla poszczególnych struktur.

UWAGA !

Kolejne punkty ćwiczenia należy realizować dla prądowego trybu sterowania serwomechanizmu !

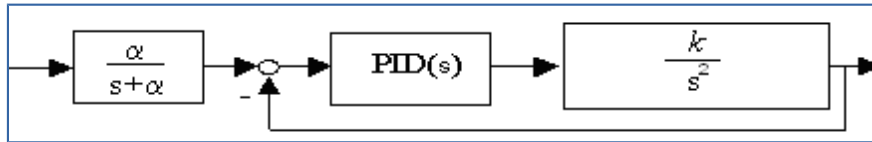
UWAGA !

Zakładany czas regulacji nie powinien być krótszy niż 200Δ , gdzie Δ jest czasem cyklu realizacji sterowania określonym w *Simulation -> Simulation Parameters...* -> *Fixed step size*. **Jeśli prowadzący nie poda zadanego czasu regulacji to należy przyjąć 0.8 s.**

UWAGA !

Dla schematów z regulatorami PID, PD, P-PI wartości skoku dla bloku *Step* docelowej pozycji, dla bloku *Repeating Sequence* oraz amplitudy dla przebiegu sinusoidalnego muszą być dobrane w taki sposób aby wózek nie przekroczył przestrzeni roboczej. **Wartości te należy wyrazić w metrach i dobrać z odpowiednim marginesem bezpieczeństwa !**

3.2.1 Strojenie regulatorów PID



Rys. 5. Układ z regulatorem PID - sprzężenie pozycyjne

Ciągła transmitancja regulatora PID dana jest wzorem (jak w pakiecie Simulink):

$$PID(s) = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s = k_r \frac{(s + \alpha)^2}{s}, \quad k_r = k_d, \quad \alpha = \frac{2k_i}{k_p}, \quad k_d = \frac{k_p^2}{4k_i}, \quad k = \frac{k_s}{J} \quad (1)$$

PROBLEM. Należy dobrać takie nastawy k_p , k_i , k_d , aby uzyskać przebiegi aperiodyczne krytyczne z zadaniem czasem regulacji t_r .

Transmitancja układu otwartego rozważanej pętli regulacji wyraża się zależnością

$$G_{otw}(s) = K \frac{(s + \alpha)^2}{s^3}, \quad K = k \cdot k_r \quad (2)$$

Przeprowadzając metodę projektowania regulatora analogicznie do przedstawionej w [1] otrzymuje się następujące zależności opisujące wartość zera α oraz wzmocnienia K_1 (dla punktu rozwidlenia linii pierwiastkowych):

$$\alpha = \frac{4}{t_r}, \quad K_1 = \frac{27}{4} \alpha \quad (3)$$

Ostatecznie uzyskuje się wzory dla nastaw regulatora:

$$k_p = \frac{2 \cdot K_1 \cdot \alpha}{k}, \quad k_i = \frac{K_1 \cdot \alpha^2}{k}, \quad k_d = \frac{K_1}{k} \quad (4)$$

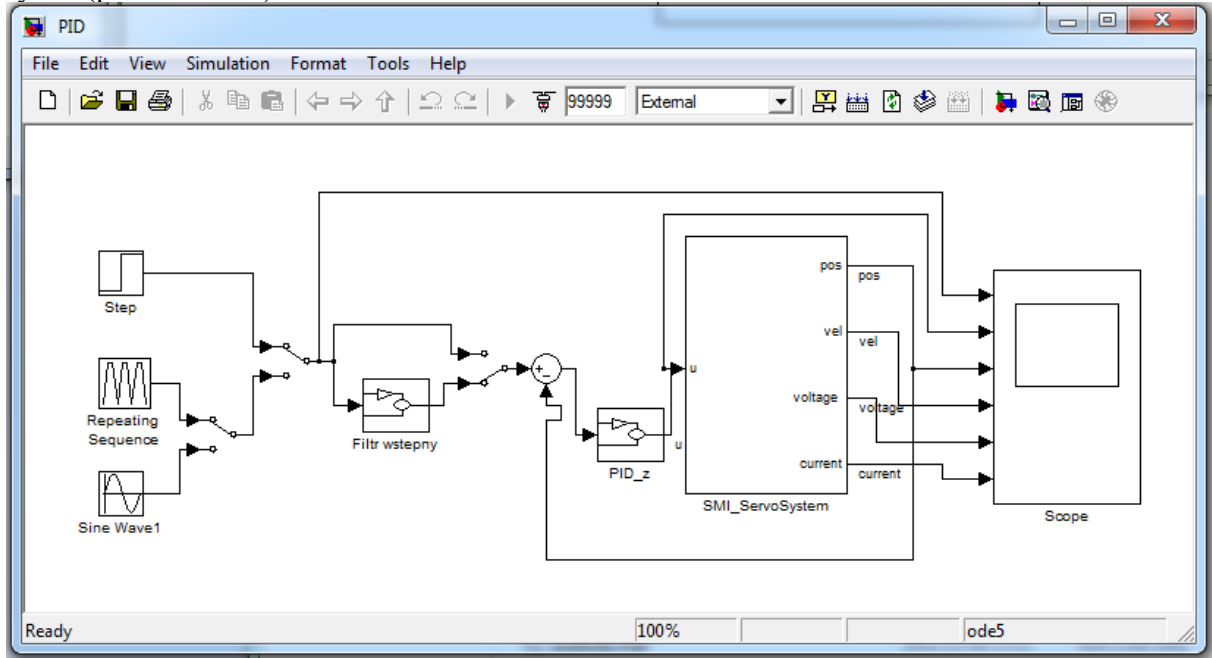
które po uproszczeniu przyjmują postać

$$k_p = \frac{216}{k \cdot t_r^2}, \quad k_i = \frac{432}{k \cdot t_r^3}, \quad k_d = \frac{27}{k \cdot t_r} \quad (4a)$$

Filtr wstępny przyjmuje postać:

$$F(s) = \frac{\alpha}{s + \alpha}, \quad \alpha = \frac{4}{t_r} \quad (4b)$$

Wykonaj eksperymenty dla układu z filtrem wstępnym i bez filtra wykorzystując schemat z rys. 6 (plik *PID.mdl*).



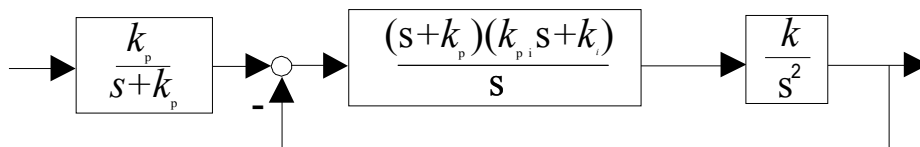
Rys. 6. Schemat Simulink dla eksperymentu z regulatorem PID: z filtrem wstępnym i bez filtra

3.2.2 Strojenie struktury P-PI

Metoda doboru nastaw jest realizowana identycznie jak powyżej. Regulatory oraz wzmocnienie obiektu określono następująco:

$$P = k_p, \quad PI = k_{pi} + \frac{k_i}{s}, \quad k = \frac{k_s}{J} \quad (5)$$

Przekształcając układ P-PI do struktury z pojedynczą pętlą położeniowego sprzężenia zwrotnego otrzymano:



Rys. 7. Układ z regulatorem P-PI po wstępnym przekształceniu

Stosując założenie o podwójnym zerze, regulator PID przekształca się do postaci:

$$PID(s) = k_r \frac{(s + \alpha)^2}{s}, \quad k_r = k_{pi}, \quad \alpha = k_p, \quad k_p = \frac{k_i}{k_{pi}} \quad (6)$$

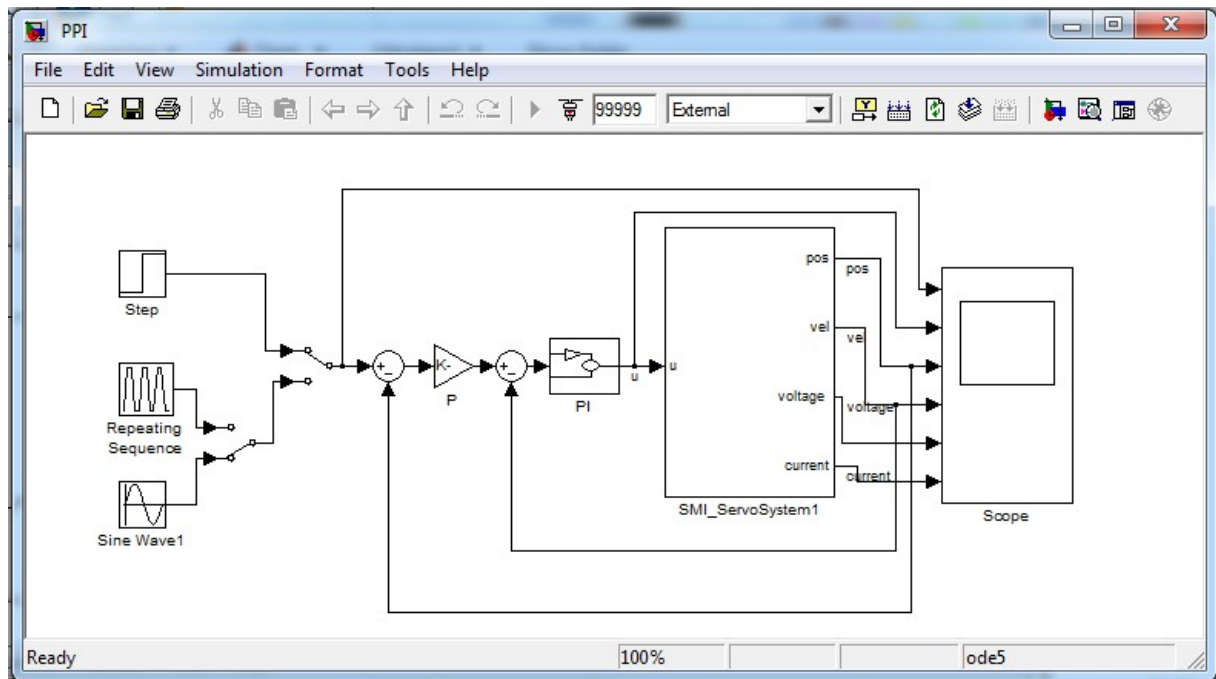
Na podstawie zależności 2, 3 oraz 6 nastawy struktury P-PI dane są wzorami:

$$k_p = \alpha, \quad k_{pi} = \frac{K_1}{k}, \quad k_i = \frac{\alpha \cdot K_1}{k}, \quad (7)$$

które po uproszczeniu przyjmują postać

$$k_p = \frac{4}{t_r}, \quad k_{pi} = \frac{27}{k \cdot t_r}, \quad k_i = \frac{108}{k \cdot t_r^2}, \quad \alpha = \frac{4}{t_r}. \quad (7a)$$

Wykonaj eksperymenty wykorzystując schemat z rys. 8 (plik *PPI.mdl*).



Rys. 8. Schemat Simulink dla eksperymentu z regulatorem P-PI

3.2.3 Strojenie regulatora PD

Regulator PD oraz wzmacnienie obiektu określono następująco:

$$PD = k_p + k_d s, \quad k = \frac{k_s}{J} \quad (8)$$

Stosując metodę linii pierwiastkowych Evansa otrzymano następujące zależności dla nastaw regulatora PD:

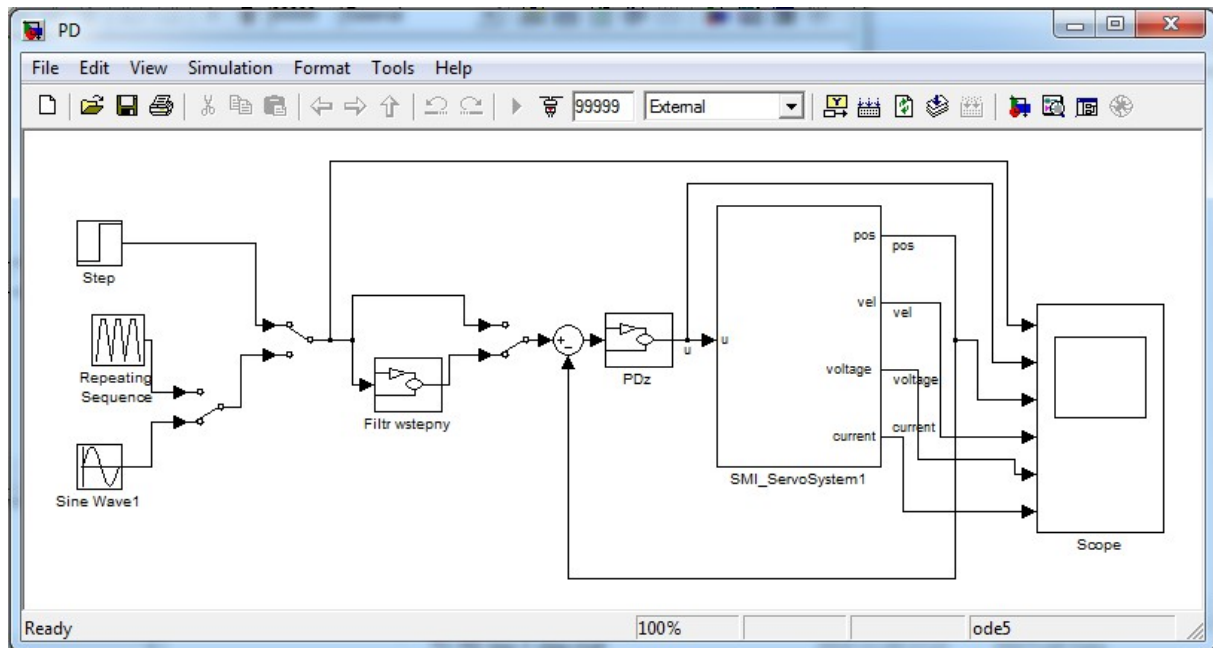
$$k_p = \frac{36}{k \cdot t_r^2}, \quad k_d = \frac{12}{k \cdot t_r} \quad (9)$$

Aby uzyskać przebiegi aperiodyczne krytyczne podstawową strukturę układu należy uzupełnić o filtr wstępny postaci:

$$F(s) = \frac{\alpha}{s + \alpha}, \quad \alpha = \frac{3}{t_r} \quad (10)$$

bądź wyposażyć układ w sprzężenie tachometryczne.

Wykonaj eksperymenty wykorzystując schemat z rys. 9 (plik *PD.mdl*).



Rys. 9. Schemat Simulink dla eksperymentu z regulatorem PD

3.2.4. Eksperymenty w których tarcie istotnie wpływa na kształt odpowiedzi dynamicznych

Dla wybranych przez prowadzącego struktur regulacji (wymuszenia: skokowe, ramp oraz sinusoidalne) wykonać eksperymenty przy pomocy schematów z rys. 6, 8, 9. Aby zaobserwować efekty wywoływane przez tarcie np. *limit cycles* należy nastroić regulatory na dłuższy czas regulacji np. 1 s.

MATERIAŁY DODATKOWE

Modelowanie 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: *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*

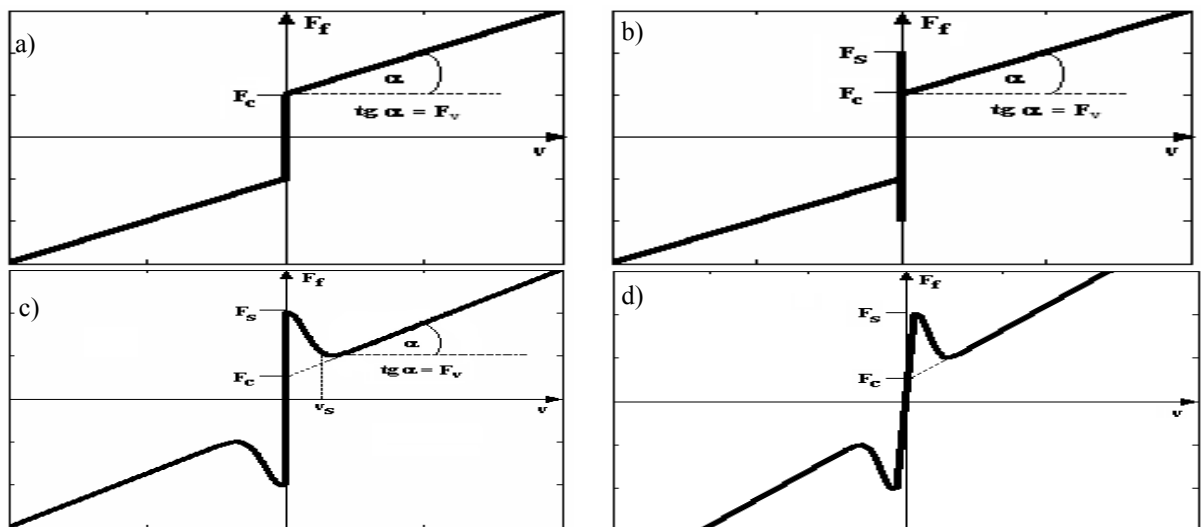
Styczne modele *white-box*, przy pomocy równań algebraicznych, opisują podstawowe własności tarcia. Wyróżnia się wśród nich modele klasyczne uwzględniające różne kombinacje tarcia Coulomba (F_c), wiskotycznego (F_v), statycznego (F_s) oraz efektu Stribecka. Charakterystyka przedstawiona na Rys. 10a, uwzględnia tarcie wiskotyczne oraz Coulomba i jest opisana zależnością $F_f(v) = (F_c + F_v|v|) \text{sgn}(v)$, gdzie v oznacza prędkość. Na Rys. 10b

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

Charakterystykę z Rys. 10c uzyskano uwzględniając efekt Stribeck. Jej model matematyczny dany jest wzorem

$$F_f(v) = \begin{cases} \pm F_s & : v = 0 \\ (F_c + (F_s - F_c)e^{-\left(\frac{v}{v_s}\right)^2} + F_v|v|) \text{sgn}(v) & : v \neq 0 \end{cases}, \quad (11)$$

gdzie v_s to tzw. prędkość Stribeck.



Rys. 10. Styczne 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 spotyka się ciągłe aproksymacje charakterystyki tarcia (Rys. 10d), 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 (11). 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 11.

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 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. Opisuje on strukturę powiązania pomiędzy dwoma stykającymi się ciałami, jako układ elastycznych włosków (*bristle model*), reprezentujących punkty kontaktu.

Siła tarcia dana jest równaniem

$$F_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + f(v) \quad \text{i} \quad \frac{dz}{dt} = v - \frac{\sigma_0}{g(v)} \cdot z \cdot |v|, \quad (12)$$

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

$$f(v) = F_v v \quad (13)$$

oraz

$$g(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-(v/v_s)^2} \quad (14)$$

W literaturze spotyka się modyfikacje opisów (16) i (14), 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 zaproponowano następujące postacie tych funkcji

$$f(v) = F_v v + F_{v2} v^2, \quad (15)$$

oraz

$$g(v) = \alpha_0 + \alpha_1 e^{-(v/v_1) \operatorname{sgn}(v)} + \alpha_2 (1 - e^{-(v/v_2) \operatorname{sgn}(v)}) \quad \text{gdzie} \quad F_s = \alpha_0 + \alpha_1, \quad F_c = \alpha_0 + \alpha_2. \quad (16)$$

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.

Dla zainteresowanych: Schemat symulacyjny serwomechanizmu z modelem tarcia wykorzystującym statyczną część modelu LuGre wraz z modelem Karnoppa zawiera plik *TestFriction.mdl*.

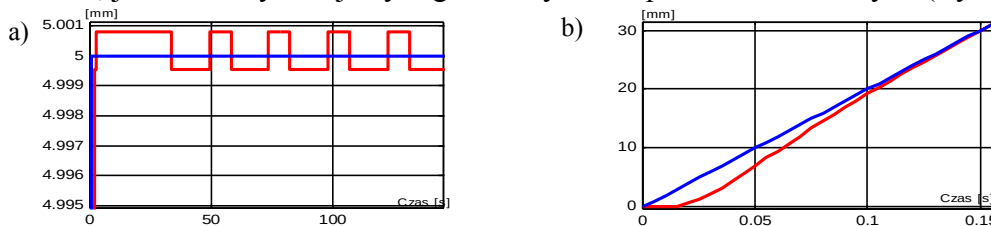
Niekorzystne efekty działania tarcia w układach mechatronicznych

W literaturze wyróżnia się cztery grupy zadań realizowanych przez układy mechatroniczne, w których tarcie wywołuje niekorzystne efekty (tab. 1).

Tab. 1. Błędy wprowadzane przez tarcie w układach mechatronicznych

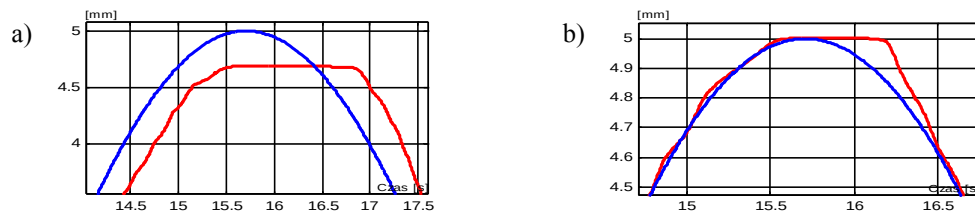
Typ zadania	Typ błędu
Regulacja	- błędy ustalone - cykl graniczny (<i>hunting</i>)
Śledzenie ze zmianą kierunku ruchu	- utrata płynności ruchu
Śledzenie z małą prędkością ruchu	- utrata płynności ruchu powodowana przez drgania cierne (<i>stick-slip</i>)
Śledzenie z dużą prędkością ruchu	- znaczne błędy 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. 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. 11).



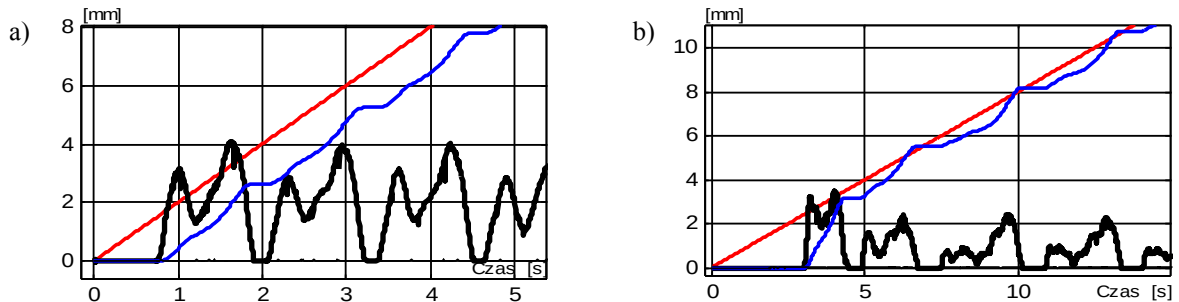
Rys. 11. Odpowiedzi serwomechanizmu z regulatorem PID: cykl graniczny (a), ruch z dużą stałą prędkością (b).
Przebiegi: wartość zadana (-), położenie (--)

W zadaniu śledzenia ze zmianą kierunku, następuje utrata płynności ruchu powodowana przez efekt Stribecka. Pokazano to na Rys. 12 dla śledzenia trajektorii sinusoidalnej przez serwomechanizm z regulatorem PD oraz PID.



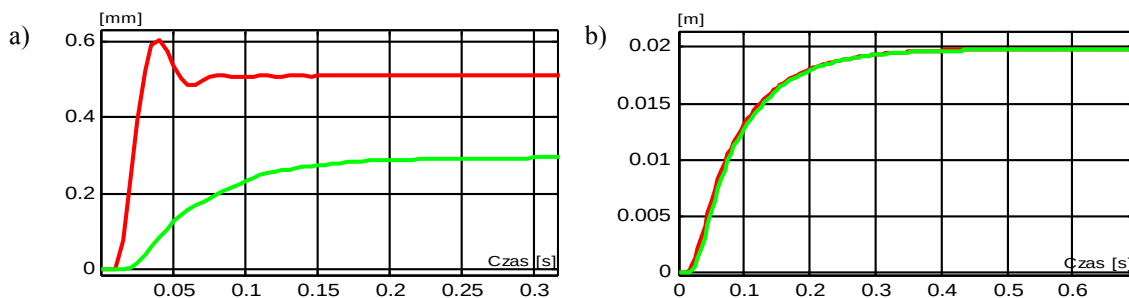
Rys. 12. Śledzenie trajektorii sinusoidalnej dla serwomechanizmu: regulator PD (a), regulator PID (b).
Przebiegi: wartość zadana (-), położenie (--)

Interesującym zjawiskiem są tzw. drgania cierne występujące dla ruchu z małą prędkością. Ich przyczyną jest efekt Stribeck, powodujący znaczny wzrost siły tarcia odpowiadający niewielkiemu zmniejszeniu prędkości (Rys. 10c). Ma to miejsce, gdy prędkość układu jest bliska prędkości Stribeck. Przykłady drgań ciernych dla serwomechanizmu przedstawiono na Rys. 13.



Rys. 13. Drgania cienne dla serwomechanizmu 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. 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. 14a, gdy układ pracuje w liniowym zakresie oraz z nominalnymi parametrami, odpowiedzi skokowe struktury PD bez filtra wstępnego posiadają teoretycznie przewidywane przeregulowania.



Rys. 14. Odpowiedź skokowa serwomechanizmu z 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. 14a). Gdy regulator pracuje ze znacznym ograniczeniem sygnału sterującego, odpowiedź układu rzeczywistego bez filtra wstępnego nie posiada przeregulowania, gdyż zostało ono stłumione (Rys. 14b). 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.

Prosta identyfikacja wzmocnienia transmitancji podwójnie całkujące

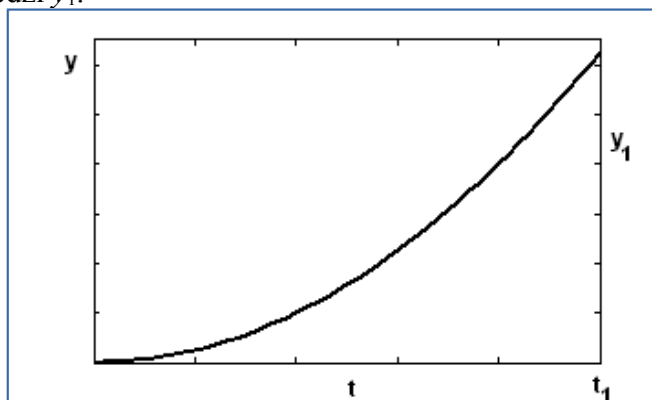
Teoretyczna odpowiedź układu, w dziedzinie czasu, dla skokowego sygnału u o amplitudzie U przyjmuje postać

$$y(t) = kU \frac{t^2}{2}$$

Wzmocnienia k wyznaczone jest ze wzoru dla wybranego czasu t_1 i odpowiadającej

$$k = \frac{2y_1}{Ut_1^2}$$

mu wartości odpowiedzi y_1 .



Rys. 15. Teoretyczna odpowiedź skokowa transmitancji podwójnie całkującej